

**Escuela Politécnica Superior**  
**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**TURBOCOMPRESOR EN BANCO DE ENSAYO.**  
**CARACTERÍSTICAS OPERATIVAS**

Trabajo de Fin de Grado de:  
**Luis Suárez-Llanos Outeiriño**

25 de septiembre de 2015

TUTORES: Prof. ANTONIO LECUONA NEUMANN  
ALBERTO IBÁÑEZ IBÁÑEZ  
Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos

**TÍTULO:** Turbocompresor en banco de ensayos. Características operativas

**AUTOR:** Luis Suárez-Llanos Outeiriño

**TUTOR:** Antonio Lecuona Neumann y Alberto Ibañez Ibañez

**EL TRIBUNAL**

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo Fin de Grado el día \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de \_\_\_\_.

SECRETARIO

VOCAL

PRESIDENTE

## Agradecimientos

---

A mis padres, por confiar siempre en mí y darme la oportunidad de estudiar fuera de casa.

A mis amigos, por todo su apoyo durante estos años.

Gracias a Antonio y Alberto por toda su ayuda y disposición durante el desarrollo de este trabajo.

Y especialmente a Isa por haberme acompañado en este viaje desde el curso cero.

## Resumen

---

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado es el análisis experimental de un turbocompresor de geometría variable para automoción.

Para poder alcanzar este objetivo, se instaló en el laboratorio de Ingeniería Térmica de la Universidad Carlos III de Madrid un turbocompresor de la marca Garrett, que se alimentaba mediante el sistema de aire comprimido de la universidad, sin calentamiento previo.

La instalación precisa de varios componentes para el correcto funcionamiento de la misma; los más destacables son: separador de partículas ciclónico, filtro, regulador de presión y bomba de aceite para el sistema de lubricación.

Para poder estudiar las propiedades termodinámicas del turbo fue necesario instrumentar la instalación. Con este fin, se ubicaron sensores de temperatura, sensores de presión, un sensor de régimen de giro y un caudalímetro.

Una vez que se pudieron medir todas las variables necesarias sin problemas, comenzó la campaña de toma de datos. Mediante una serie de ensayos, en los que se hizo trabajar al turbocompresor en distintos puntos de funcionamiento, se pudo reunir la información necesaria para el posterior análisis haciendo uso de variables de semejanza.

Después de los cálculos precisos, con esta base de datos, se presentan en este trabajo los resultados en forma de gráficas para poder comprenderlos mejor y con el fin de facilitar la tarea de comparación de los distintos resultados.

## Abstract

---

The main objective of this bachelor thesis is to study and analyze a variable geometry turbocharger.

In order to reach this goal, a Garret turbocharger has been installed at Carlos III University Thermal Engineering Laboratory.

This turbocharger was fed by the compressed air system of the university. To operate correctly, the system requires several components; the most notable of them are the following ones: a particle separator cyclone; a filter; a pressure regulator; and an oil pump for the cooling system.

In order to study the thermodynamic properties of the turbo, it was necessary to implement certain sensors. Accordingly, temperature sensors, pressure sensor, a rotation speed sensor and a flow meter had to be used. Once all the necessary variables could be effectively measured, the data collection began.

Through a series of trials in which the turbocharger was made to function at different operating points, it was possible to gather all the required information for the analysis. After making the requisite calculations with these data the results are presented in this paper in the form of graphs, in order to gain a better understanding of the results, and to better compare them.

## ÍNDICE

---

1. Introducción .....	9
2. La sobrealimentación .....	10
2.1. Generalidades .....	10
2.2. Origen y evolución .....	11
2.3. Tipos de sistemas de sobrealimentación .....	12
2.3.1. Turbocompresores .....	12
2.3.2. Compresores volumétricos .....	12
2.3.3. Compresores Comprex .....	14
3. Turbos .....	16
3.1. Turbocompresor de geometría fija .....	16
3.1.1. Operación y condiciones de funcionamiento .....	16
3.1.2. Constitución .....	17
3.1.2.1. Carcasas .....	18
3.1.2.2. Turbina .....	19
3.1.2.3. Compresor .....	19
3.1.2.4. Eje turbina-compresor .....	20
3.1.2.5. Válvula de descarga “Wastegate” .....	20
3.1.3. Ventajas del turbocompresor de geometría fija .....	22
3.1.4. Problemas del turbocompresor de geometría fija .....	22
3.2. Turbocompresores de geometría variable (VTG(nota)) .....	23
4. Materiales y métodos .....	25
4.1. La instalación .....	25
4.1.1. Turbo .....	25
4.1.2. Sistema de lubricación y refrigeración. ....	27
4.1.3. Sistemas de instrumentación .....	29
4.1.3.1. Medida de presión .....	31
4.1.3.2. Medida de temperatura .....	34
4.1.3.3. Medida del régimen de giro .....	36
4.1.3.4. Medida del caudal .....	38
4.1.4. Otros componentes .....	40
4.2. Toma de datos .....	41
5. Cálculos y resultados .....	43

5.1.	Manejo de los datos .....	43
5.1.1.	Cálculo de la relación de presiones .....	43
5.1.2.	Cálculo del parámetro de gasto dimensional .....	44
5.1.3.	Cálculo del rendimiento isentrópico.....	44
5.2.	Resultados y comentarios.....	46
5.2.1.	Curva $\pi - \pi_m$ .....	46
5.2.2.	Curva $\pi_{turbina} - n$ .....	49
5.2.3.	Curva $\pi_{compresor} - n$ .....	52
5.2.4.	Curvas $\eta_{turbina}$ .....	54
5.2.5.	Curvas $\eta_{compresor}$ .....	58
6.	Presupuesto .....	61
7.	Futuras aplicaciones.....	62
8.	Conclusiones .....	63
9.	Bibliografía .....	64

## Índice de figuras

---

Figura 1. Compresor de lóbulos o tipo Roots [22] .....	13
Figura 2. Compresor Lysholm [23] .....	14
Figura 3. Compresor tipo G [23] .....	14
Figura 4. Compresor Comprex [23] .....	15
Figura 5. Funcionamiento turbocompresor [24] .....	17
Figura 6. Turbocompresor [23] .....	18
Figura 7. Vista 1 rodete turbina [Foto propia] .....	19
Figura 8. Vista 2 rodete turbina [Foto propia] .....	19
Figura 9. Vista 1 rodete compresor [Foto propia] .....	20
Figura 10. Vista 2 rodete compresor [Foto propia] .....	20
Figura 11. Funcionamiento accionamiento neumático [5] .....	21
Figura 12. Funcionamiento accionamiento eléctrico [5] .....	22
Figura 13. Corona de álabes de la turbina [Foto propia] .....	23
Figura 14. Funcionamiento geometría variable según régimen de giro del motor [25] .....	24
Figura 15. Turbocompresor GTA1749V [Foto propia] .....	26
Figura 16. Mecanismo fijador de álabes [Foto propia] .....	27
Figura 17. Tubo salida turbina [Foto propia] .....	27
Figura 18. Bomba en recipiente [Foto propia] .....	28
Figura 19. Depósito de PVC presurizado [Foto propia] .....	29
Figura 20. Deposito final del aceite [Foto propia] .....	29
Figura 21. Sensor de presión GS4200 [17] .....	32
Figura 22. Curva de calibración del sensor de presión .....	33
Figura 23. Datatogger Omega HH1384 [Foto propia] .....	35
Figura 24. Sensor de régimen adaptado en la turbina [Foto propia] .....	37
Figura 25. Frecuencímetro HAMEG 8021-3 [Foto propia] .....	37
Figura 26. Componentes previos a la turbina [Imagen propia] .....	41
Figura 27. Gráfica $\pi$ turbina vs $\pi_m$ para estator cerrado .....	46
Figura 28. Gráfica $\pi$ turbina vs $\pi_m$ para estator abierto .....	47
Figura 29. Gráfica $\pi$ turbina vs $\pi_m$ para estator en posición media .....	47
Figura 30. Gráfica $\pi$ turbina vs $n$ para estator cerrado .....	49
Figura 31. Gráfica $\pi$ turbina vs $n$ para el estator abierto .....	49
Figura 32. Gráfica $\pi$ turbina vs $n$ para estator en posición media .....	50
Figura 33. Gráfica curvas características turbina centrípeta .....	51
Figura 34. Gráfica $\pi$ compresor vs $n$ para estator cerrado .....	52
Figura 35. Gráfica $\pi$ compresor vs $n$ para estator abierto .....	53
Figura 36. Gráfica $\pi$ compresores vs $n$ para estator en posición media .....	53
Figura 37. Gráfica $\eta_{turbina}$ vs $\pi_m$ para estator cerrado .....	54
Figura 38. Gráfica $\eta_{turbina}$ vs $n$ para estator cerrado .....	55
Figura 39. Gráfica $\eta_{turbina}$ vs $\pi_m$ para estator abierto .....	55
Figura 40. Gráfica $\eta_{turbina}$ vs $n$ para estator abierto .....	56
Figura 41. Gráfica $\eta_{turbina}$ vs $\pi_m$ para estator en posición media .....	56
Figura 42. Gráfica $\eta_{turbina}$ vs $n$ para estator en posición media .....	57
Figura 43. Gráfica $\eta_{compresor}$ vs $n$ para estator cerrado .....	58
Figura 44. Gráfica $\eta_{compresor}$ vs $n$ para estator abierto .....	59
Figura 45. Gráfica $\eta_{compresor}$ vs $n$ para estator en posición media .....	59



## Índice de tablas

---

Tabla 1. Tabla características sensores de presión [26] .....	34
Tabla 2. Presupuesto .....	61

## 1. INTRODUCCIÓN

---

Actualmente las turbomáquinas se encuentran presentes en múltiples ámbitos del día a día, tanto en la industria como en la vida cotidiana. Podemos encontrarlas en los aviones, las centrales energéticas, los molinos de viento de generación de energía, en los coches, en los sistemas de ventilación; así, por ejemplo, un ventilador corriente es una turbomáquina. Pero ¿qué es una turbomáquina?

Las turbomáquinas (del latín turbare, ‘remolino’, ‘torbellino’) constituyen una clase de “máquinas de fluido”. Por máquina de fluido se entiende el conjunto de dispositivos mecánicos que permite realizar un intercambio de trabajo mecánico entre el exterior y el fluido que atraviesa la máquina, denominado fluido de trabajo [1]. Este fluido puede ser un líquido, un gas o vapor.

Podemos distinguir dos tipos de turbomáquinas según el flujo de energía. Las que transfieren energía al fluido se llaman generadoras, mientras que las motoras son aquellas en las que el fluido transfiere energía a la máquina.

Las turbomáquinas motoras (o motrices) reciben distintos nombres dependiendo del fluido de trabajo:

- Si trabajan con líquidos se conocen como turbinas hidráulicas
- Si trabajan con gases se conocen como turbinas térmicas.

Las turbomáquinas generadoras (u operadoras) también reciben distintas denominaciones según el fluido de trabajo:

- Si trabajan con líquidos se conocen como bombas hidráulicas
- Si trabajan con gases se llaman compresores (altas presiones) o ventiladores o sopladores (bajas presiones) [2]

La importancia y presencia de este tipo de máquinas hoy en día es muy notable. Tanto es así que en el presente trabajo se estudiará una turbomáquina muy utilizada en el sector automovilístico: se trata de un turbocompresor de geometría variable, una máquina pensada para incrementar la potencia del coche en el que vaya acoplado.

Por tanto, como se adelantaba, el objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado es el análisis y compresión de un turbocompresor de geometría variable. Para ello ha sido necesario la instalación previa de un banco de ensayos en el cual el turbo es el elemento principal. La instalación consta de una serie de sensores, cuidadosamente seleccionados, y ubicados de tal forma que se pueda extraer información del turbo experimentalmente, en lo que respecta a ciertas magnitudes como la presión, la temperatura, el caudal de la turbina y el régimen de giro.

Mediante una realización de ensayos se podrá obtener la base de datos necesaria para analizar y estudiar el turbo desde un punto de vista termodinámico, para así poder definir sus características operativas y llegar a un punto de entendimiento más profundo.

La principal motivación del alumno para la realización de este trabajo es su interés en el mundo de la turbomaquinaria y ofrecer unos resultados útiles.

## 2. LA SOBREALIMENTACIÓN

---

### 2.1. Generalidades

La potencia que es capaz de generar un motor de combustión interna depende fundamentalmente, entre otras cosas, de la cantidad de oxígeno que es capaz de hacer reaccionar con el combustible. Esto significa que si se consigue incrementar la cantidad de aire que se admite en la cámara de combustión del motor, se podrá quemar más cantidad de combustible, obteniendo más potencia térmica que se transformará en potencia mecánica.

Principalmente existen dos formas de conseguir que en un motor entre más aire del que admitiría en las condiciones iniciales de diseño:

- La primera técnica, que resulta evidente y se ha empleado desde los inicios de los motores térmicos, consiste en aumentar la cilindrada del motor; de esta forma el tamaño del motor (volumen de la cámara de combustión) aumentaría y, previsiblemente, también lo haría el peso, por lo que el aumento de potencia quedaría desvirtuado por el aumento del peso del motor.
- La segunda técnica consiste en, manteniendo la misma cilindrada del motor, comprimir el aire antes de su admisión en el motor, de tal forma que la masa de aire admitida en el cilindro sea mayor que la que éste succionaría con admisión atmosférica. Esta última alternativa es conocida como 'sobrealimentación'. De esta manera se provoca un aumento de potencia, un menor consumo específico y una menor contaminación; lo cual no se conseguiría de forma natural mediante su propia aspiración. [3]

La mezcla estequiométrica es la relación ideal (en proporciones exactas) entre aire y combustible, de tal forma que cada unidad de combustible tiene el oxígeno exacto con el que reaccionar de forma completa. Por ello, cuando se sobrealimenta un motor, es importante también que el sistema de alimentación de combustible esté preparado para aumentar el caudal de combustible que fluye al interior de los cilindros, ya que sino el motor funcionará con una mezcla pobre, sobrecalentándose, debido a la combustión lenta que tiene lugar, y no pudiendo entregar toda la potencia que debería. [4]

Un motor sobrealimentado puede conseguir hasta un 40% más de potencia [5] que un motor de iguales características no sobrealimentado, pero actualmente se supera el 100% de aumento. Este aumento de potencia se debe tener en cuenta a la hora de fabricar los motores, sobre todo en los motores a gasolina, con el objetivo de evitar sobrecalentamientos del motor o presiones y temperaturas excesivas de encendido en la cámara de combustión. De todas formas, un coche actual cuenta con una serie de dispositivos de seguridad que le permiten controlar estos parámetros, limitándolos para no perjudicar en ningún momento al motor.

La aparición de la sobrealimentación dentro del motor no sólo ha servido para hacer motores más potentes y eficientes con tamaños reducidos (lo que constituye la corriente actual de fabricación llamada "downsizing"), sino que también ha servido para mantener la potencia en condiciones adversas en donde la presión es más baja y la cantidad de mezcla que se introduce al motor es menor, como puede ocurrir en trayectos de montaña a gran altitud o zonas de altas temperaturas.

Para llevar a cabo la sobrealimentación se precisa de una máquina que pueda tomar aire a la presión atmosférica y comprimirlo generando una sobrepresión. Esta es la misión de los compresores y son la parte más importante de todo el sistema de sobrealimentación

## 2.2. Origen y evolución

En 1860 los hermanos Philander y Francis Marion Roots, fundadores de Roots Blower Company de Connersville, en Indiana, patentaron el diseño de un artilugio que acabaría siendo conocido como compresor de lóbulos o de tipo 'Roots' [6] y utilizado en sistemas de alimentación forzada en motores, pese a que su uso inicial fue en aplicaciones industriales como mover el aire en los altos hornos para ayudar a la fusión de metales.

En 1885, el alemán Gottlieb Daimler, de Daimler-Benz, es el primero en patentar un sistema de sobrealimentación para motores de combustión interna [7], basándose en el compresor que años antes los hermanos Philander habían diseñado. Sin embargo, debido a la tecnología de la época no se encuentra a su diseño uso práctico en el mundo automovilístico.

A pesar de que la sobrealimentación ha acompañado a los motores desde los principios de la automoción, la industria donde mayor evolución e implantación ha tenido es en la aeronáutica. A medida que los aviones iban alcanzando altitudes de vuelo mayores se fueron encontrando con un serio problema técnico, y es que los motores de pistones que utilizaban perdían mucha potencia (y, en consecuencia, rendimiento) debido a la disminución de la densidad del aire, ya que el motor disponía de menos oxígeno para quemar con el combustible. Para compensar esta falta de densidad se optó por montar compresores mecánicos y turbocompresores a aquellos motores. De esta manera, podían comprimir el aire a una presión equivalente a la del nivel del mar o incluso mucho mayor, para que el motor generase como mínimo la misma potencia en altitud de vuelo que en tierra. Así, los aviones sobrealimentados podían volar más rápido que uno con aspiración natural o atmosférica.

De ahí a pasar a la automoción como manera de extraer más potencia de los motores existentes, no hubo nada más que un corto paso, y no es hasta 1921 cuando se presentan en el motor show de Berlín los primeros coches de carretera que contaban con motores sobrealimentados de serie, el 6/25/40 hp y 10/40/65 hp de Mercedes [8]. Entraron a producción en 1923 y ambos incluían el compresor de lóbulos en el sistema.

En aquella época, los coches que incorporaban esos sistemas eran coches de carreras, como el Fiat 805-405 de 1923, el Miller 122 del 1923, el Alfa Romeo P2 del 1924 o el Bugatti Type 35C del 1926. En 1920, Bentley realizó una versión de admisión forzada de su coche de carretera Bentley 4½ Litre. [9] Desde entonces, la sobrealimentación ha sido ampliamente utilizada tanto en coches de producción como en coches de carreras, aunque debido a la complejidad tecnológica y al coste su aplicación se vio limitada a coches caros y de alto nivel tecnológico.

En la actualidad, tenemos una de estas máquinas adosada a prácticamente la totalidad de los motores diesel, los motores de gasolina más avanzados y cada vez más en las opciones más asequibles. [4]

### 2.3. Tipos de sistemas de sobrealimentación

Hoy en día nos encontramos con un mercado muy amplio en cuanto a sistemas de sobrealimentación. Podemos dividirlos en tres grandes grupos según el tipo de compresor que utiliza el sistema de sobrealimentación.

#### 2.3.1. Turbocompresores

Pueden ser arrastrados por el cigüeñal, eléctricos o formando parte de un grupo turbo.

Los grupos turbo aprovechan parte de la energía que se desperdicia por los gases de escape para impulsar el aire que entra a través de la admisión. Ese es el resultado de interponer una turbina en la línea de escape conectada a través de un eje con un turbocompresor interpuesto en la tubería de admisión de aire.

Esto se transforma en un aumento en la potencia y en la eficiencia del motor. La mayoría de los motores diésel que montan en los automóviles actuales cuentan con un turbo. También los motores gasolina de la corriente downsizing tienden a montarlos, ya que con una cilindrada pequeña y aplicando un turbo se pueden obtener grandes resultados en cuanto a potencia, eficiencia y consumo de combustible [4]. Los mejores resultados en la sobrealimentación se han conseguido con el uso de los turbos, que pueden alcanzar elevados regímenes de giro (más de 100 000 r.p.m.)

Existen dos tipos de turbocompresores:

- Turbocompresores de geometría fija.
- Turbocompresores de geometría variable

Más adelante hablaremos en detalle de estos tipos de turboalimentadores y profundizaremos en su funcionamiento.

#### 2.3.2. Compresores volumétricos

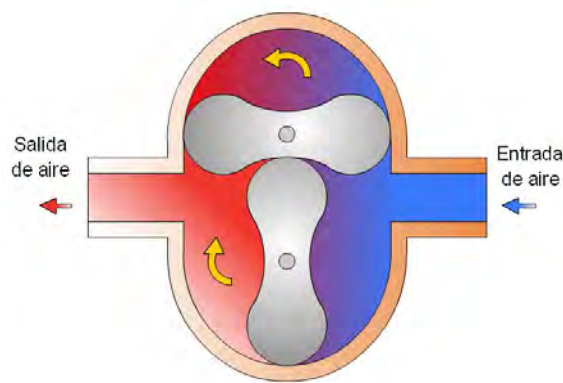
Los compresores volumétricos son accionados mediante el cigüeñal del motor, normalmente por una correa dentada o engranajes, pudiendo conseguir un régimen de giro de 10.000 a 15.000 rpm. Se caracterizan por hacer circular el aire a mayor velocidad de la que proporciona la presión atmosférica, creando una acumulación de aire en el colector de admisión y, consecuentemente, una sobrepresión en el mismo. [5]

Una de las ventajas de los compresores volumétricos es que trabajan ya desde bajas revoluciones del motor además de que tienen una respuesta inmediata. La principal desventaja es que resta par en un principio para funcionar, aunque cuando sube el régimen de vueltas lo devuelve con creces.

Por otra parte, el mayor problema que este tipo de compresores tiene es que los rozamientos son muy grandes, especialmente con el aumento del régimen de giro.

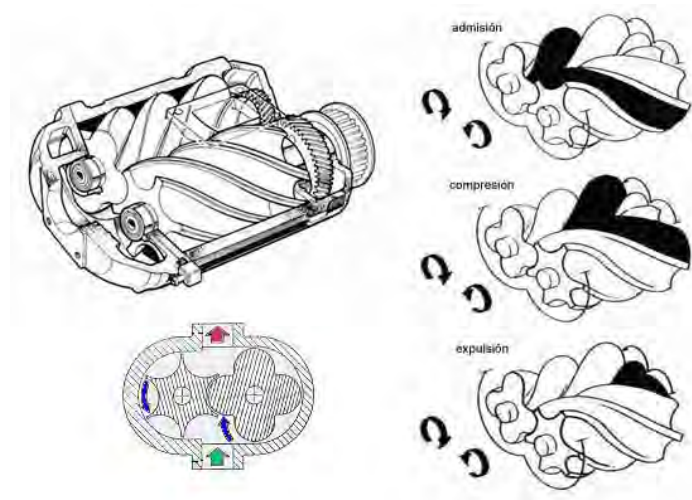
De esta forma, a mayores regímenes, mayor es la pérdida de potencia, por lo que el máximo rendimiento se alcanza a regímenes medios. [10]

El compresor volumétrico más utilizado en el automóvil es el compresor de lóbulos (Figura 1). Su principio de funcionamiento se basa en aspirar aire e introducirlo en una cámara que disminuye su volumen. Está compuesto por dos rotores, cada uno con una forma de sección parecida a la de un ocho. Los rotores están conectados por dos ruedas dentadas y giran a la misma velocidad en sentido contrario, produciendo un efecto de bombeo y compresión del aire de forma conjunta. No dispone de válvula de descarga, siendo la velocidad del motor la que limita la sobrealimentación. Además los rotores no están en contacto el uno con el otro, ni cada uno de ellos con las paredes de la carcasa, siendo baja la estanqueidad del sistema y, por tanto, dando lugar a pequeñas fugas del aire.



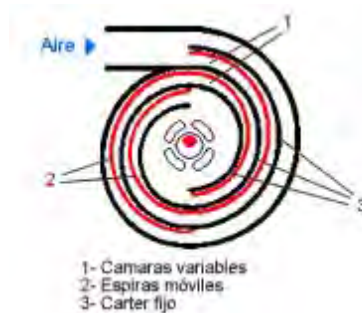
*Figura 1. Compresor de lóbulos o tipo Roots [22]*

Con el fin de reducir los inconvenientes del compresor volumétrico de lóbulos, se diseñó el denominado compresor Lysolm (Figura 2), formado por dos piezas helicoidales que giran engranadas entre sí. Aunque también es movido mediante correa por el cigüeñal, el rendimiento es algo superior al compresor Roots, al disponer de un material que mejora el flujo de aire y que reduce su peso e inercia. Otro tipo de variaciones del compresor de lóbulos son, por ejemplo, el compresor de pistones rotativos Wankel, el compresor Pierburg de pistón rotativo o el compresor KKK de émbolo rotativo.



*Figura 2. Compresor Lysholm [23]*

Por otra parte, otro tipo de compresor volumétrico es el que la marca Volkswagen utiliza en varios de sus modelos, el de tipo G (Figura 3). Este compresor se caracteriza por no tener elementos de compresión y sí disponer de un conducto en forma de caracol que provoca un movimiento oscilante de dos piezas que forman un canal helicoidal. Una de las piezas es fija, mientras que la otra describe un movimiento circular (no rotativo) mediante una excéntrica. El movimiento de la parte móvil va reduciendo el volumen del canal espiral de manera que se fuerza al aire a salir por un extremo a mayor velocidad y presión. Los grandes inconvenientes de este sistema son sus problemas de lubricación y estanqueidad. [5]

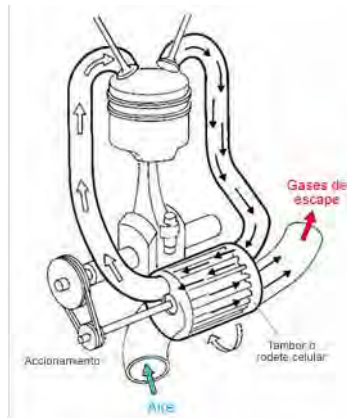


*Figura 3. Compresor tipo G [23]*

### 2.3.3. Compresores Comprex

Se empezaron a implantar en los vehículos para mejorar las características del turbocompresor en bajas revoluciones del motor. El principio de funcionamiento de este tipo de compresores se basa en transferir la energía entre los gases de escape y el aire de alimentación por medio de unas ondas de presión generadas entre las finas paredes radiales de un tambor, que gira gracias a una conexión directa con el cigüeñal. En este caso, la absorción de potencia del motor es mínima ya que el accionamiento tiene como único objetivo mantener al rotor en movimiento giratorio. La función de compresión la siguen realizando de forma exclusiva los gases de

escape. Su régimen de funcionamiento máximo está en torno a los 15.000 o 20.000 rpm, produciéndose a partir de aquí un descenso notable de su rendimiento. [5]



*Figura 4. Compresor Compres [23]*

Este tipo de compresor funciona muy bien en los motores Diésel, pero presenta desventajas como su complejidad mecánica, funcionamiento ruidoso y costes de fabricación. Debido a que su tamaño es bastante grande y a que es accionado por el cigüeñal, la ubicación del Compres en el motor es muy difícil. Otra desventaja de este sistema de sobrealimentación es que su precio es dos o tres veces mayor que el de un turbocompresor equivalente. También presenta un silbido agudo durante las aceleraciones que lo hace molesto. Además el contacto de los gases de escape con el aire de admisión provoca que aumente la temperatura del aire que entra en los cilindros por lo que baja el rendimiento del motor. [10]



## 3. TURBOS

---

Su origen se remonta a los años 30, cuando se funda la compañía Garret Air Research, que patenta un dispositivo al que llama “Corrector de altura“. Este invento es muy sencillo y permitía aprovechar la salida de los gases de escape del motor de los aviones para introducir a presión el aire en la admisión del motor. No importaba cuál fuera la presión atmosférica, ya que si era baja el “corrector de altura” giraría más deprisa hasta alcanzar la presión para la que el motor estaba diseñado, de forma que a los cilindros del motor siempre le entra aire a la misma presión y, por lo tanto, con la misma densidad de oxígeno.

El corrector de altura, que ahora conocemos como turbo, tardó varias décadas en poder ser utilizado en los motores de gasolina de los automóviles de calle. El problema de diseño principal se encontraba en saber cómo controlar la presión de admisión y la potencia del motor. Este tipo de control era relativamente sencillo en los aviones ya que el motor de un avión trabaja la mayor parte del tiempo a la máxima carga y las transiciones de potencia no suponen un problema demasiado serio. Sin embargo, sabemos que el motor de un coche está continuamente exigiendo cambios de potencia bruscos, estos cambios repentinos pueden resultar peligrosos si no son controlados de la manera adecuada. [11]

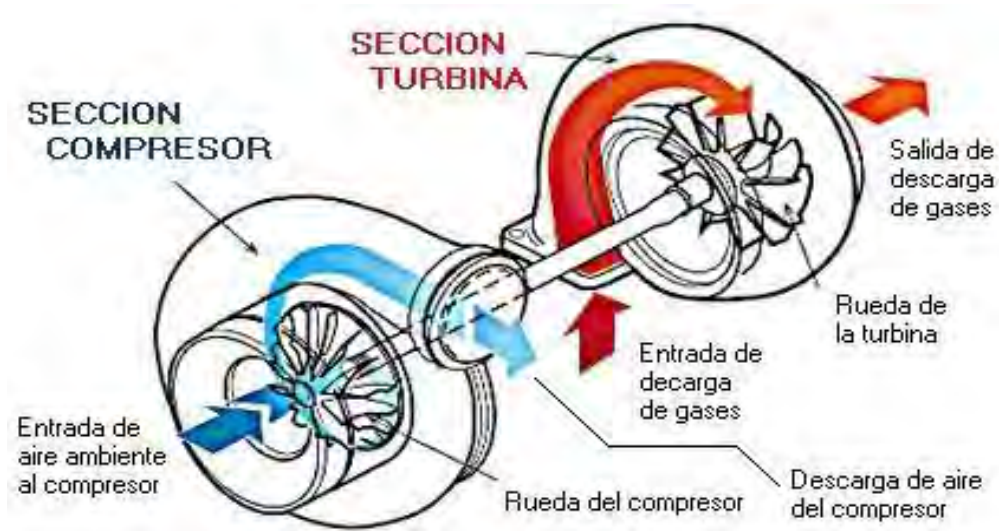
Dentro de los turbocompresores podemos distinguir dos tipos, que se explicarán con más detalle a lo largo de este capítulo.

### 3.1. Turbocompresor de geometría fija

En este apartado se explicará de forma detallada el funcionamiento de un turbocompresor convencional así como las distintas partes que lo constituyen.

#### 3.1.1. Operación y condiciones de funcionamiento

El funcionamiento de un turbo se basa en la utilización de una turbina que se interpone en la salida de los gases de escape, de tal forma que se aproveche su energía, que de otra forma sería desperdiciada vertiéndolos al ambiente. La turbina le transmite el par mecánico a un compresor que está unido a ella por un eje. El compresor gira, tomando aire del exterior, comprimiéndolo y dirigiéndolo hacia los cilindros para poder realizar un mejor llenado de ellos y poder conseguir más potencia.



*Figura 5. Funcionamiento turbocompresor [24]*

Como cabe esperar, el turbo tiene unas condiciones de temperatura muy diversas y muy extremas. Debido a las altas temperaturas con la que salen los gases, en la turbina, se pueden alcanzar temperaturas de 800 a 1 000K [5]. También hay que tener en cuenta el incremento de temperatura que sufre el aire al comprimirse, lo que hace al compresor alcanzar temperaturas de hasta 80°C [5]. Esto creará gradientes de temperaturas en el eje que une ambas partes, por lo que el diseño ha de ser exacto y minucioso, especialmente en la elección de materiales.

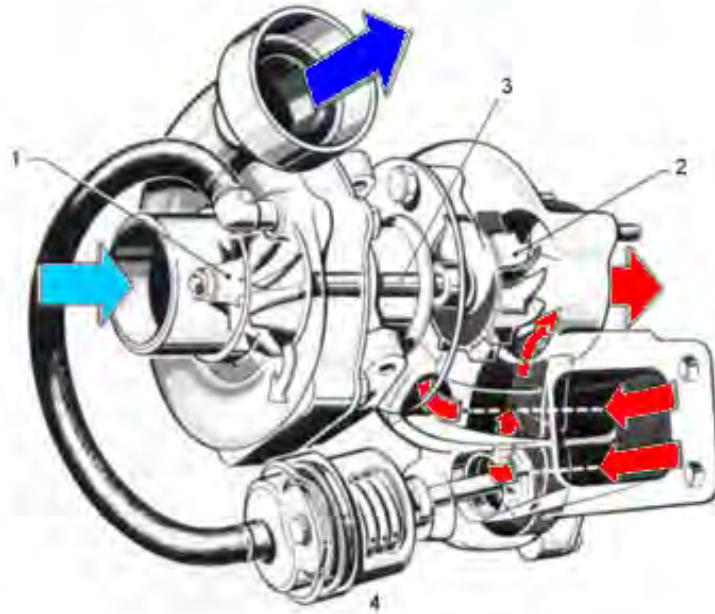
Para el correcto funcionamiento del turbo es preciso la utilización de otros componentes ajenos a este, como, por ejemplo, la válvula de descarga (en inglés, *wastegate*) o un intercambiador de calor (en inglés, *intercooler*) a la salida del compresor. Según en qué régimen este trabajando el motor podemos diferenciar varios ciclos de funcionamiento para el turbo de geometría fija:

- Motor a carga parcial: mientras el motor está al ralentí, el bajo flujo de gases de escape hace girar ligeramente la turbina que no consigue la suficiente fuerza como para que el compresor aspire y comprima el aire. Por lo tanto la aspiración del aire será la propia natural del motor.
- Motor a carga parcial media: en esta situación la rueda de la turbina empieza a ser impulsada a unos regímenes de giro altos consiguiendo así que el compresor comience a funcionar comprimiendo el aire de entrada a una presión superior a la atmosférica.
- Motor a carga parcial superior y carga total: el flujo de gases sigue incrementando su energía haciendo la turbina girar a muy altas revoluciones, el turbo está funcionando completamente y está consiguiendo presiones máximas en el colector de admisión del motor. Estas presiones se controlan con una válvula de descarga para que no se superen los límites de seguridad [12]. Más adelante se explicará el funcionamiento de dicha válvula.

### 3.1.2. Constitución

Este tipo de turbo (Figura 6), está formado por un compresor (1) y una turbina (2). Ambos se encuentran unidos por un eje solidario (3) entre ambos e introducidos dentro de sus carcasas en forma de caracol. El rodete de la turbina y rodete de compresor poseen sus propios álabes con

sus respectivas formas geométricas, con la finalidad de aumentar la presión de alimentación durante su funcionamiento. En este tipo de turbocompresor también nos encontramos con un elemento externo (4) el cual es una válvula de descarga, o *wastegate*, encargada de limitar la presión de sobrealimentación del turbo, desviando una cantidad de los gases de combustión directamente al escape sin pasar por la turbina. [3]



*Figura 6. Turbocompresor [23]*

#### 3.1.2.1. Carcasas

Se trata de la parte exterior del turbo, podemos diferenciar la carcasa de la turbina, la del cuerpo central y la del compresor.

La carcasa de la turbina presenta una forma de caracol, disminuyendo la sección de paso a lo largo de la trayectoria de los gases. De esta manera se asegura una velocidad y una incidencia óptima de los gases de escape con la turbina. A la hora de fabricar la carcasa de la turbina hay que tener en cuenta las condiciones de temperatura a las que se ve sometida, pudiendo alcanzar temperaturas superiores a los 1000°C, razón por la cual se suelen elegir materiales con buen comportamiento frente a la temperatura (en cuanto a dilatación y conducción del calor), como el acero.

La carcasa de la zona central cubre el eje que une la turbina con el compresor y los cojinetes de apoyo. La fabricación de esta carcasa ha de realizarse con mucha precisión debido a que el eje central está sometido a altas sollicitaciones mecánicas debido al giro y, además, debe soportar elevadas temperaturas.

La carcasa del compresor tiene la misma forma de caracol que la de la turbina. Las condiciones de trabajo de la carcasa del compresor son menos extremas en cuanto a temperatura, por ello suele utilizarse otro tipo de material más ligero.

#### 3.1.2.2. Turbina

En la turbina (Figura 7, Figura 8) es donde se realiza la expansión de los gases que provienen de los cilindros del motor. La entrada de estos gases se realiza por un orificio cuya disposición optimiza la incidencia del flujo sobre los álabes, con esto y la ayuda de la carcasa en forma de caracol los gases se distribuyen a lo largo de la turbina perdiendo presión para poder hacer girar al eje.



*Figura 7. Vista 1 rodete turbina [Foto propia]*

Como antes dijimos, la turbina también tiene que soportar muy altas temperaturas por lo que los materiales han de elegirse cuidadosamente.

#### 3.1.2.3. Compresor

El compresor es el responsable de aumentar la presión del aire para dirigirlo a los cilindros. El aire de alimentación entra filtrado de manera axial a presión ambiente y descarga por un difusor situado en la propia salida radial del compresor. El efecto del campo centrífugo del rotor del compresor es el que, junto con el intercambio de cantidad de movimiento entre flujo y rodete, provoca la subida de presión.





*Figura 9. Vista 1 rodete compresor [Foto propia]*

A pesar de que en el compresor no se alcancen temperaturas tan altas como en la turbina, hay que tener en cuenta que el incremento de presión vendrá acompañado de un incremento en la temperatura. Por lo tanto, a la salida del compresor tendremos temperaturas altas que, mediante un intercambiador, se consiguen bajar para tener una densidad de admisión aceptable.

#### 3.1.2.4. Eje turbina-compresor

Una de las piezas más importantes del turbocompresor es el eje que une la turbina con el compresor, es el responsable de transmitir el par obtenido de la turbina hacia el compresor. Como antes se comentó, está expuesto a unas condiciones de trabajo muy exigentes, por ello es vital la elección del material así como realizarle un buen equilibrado. Este eje se apoya en el turbo mediante unos cojinetes o rodamientos (en el caso de los turbos pesados) en los extremos y está en contacto con el circuito de aceite del turbo, el cual asegura el correcto movimiento del eje y poder disminuir su temperatura considerablemente.

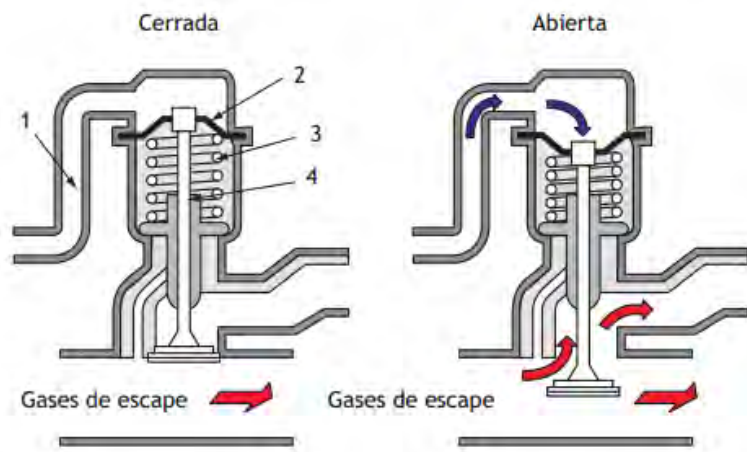
#### 3.1.2.5. Válvula de descarga “Wastegate”

En un turbocompresor la regulación de la presión es imprescindible. Cuando un turbo se encuentra trabajando a plena carga hay situaciones en las que los gases de escape llegan a la turbina con más presión y temperatura de la necesaria, sobrecargando a la turbina y en consecuencia al compresor, haciendo que entregue más presión de la requerida. Este es un

problema muy común y que se soluciona con la utilización de una válvula que limita la presión de salida del compresor.

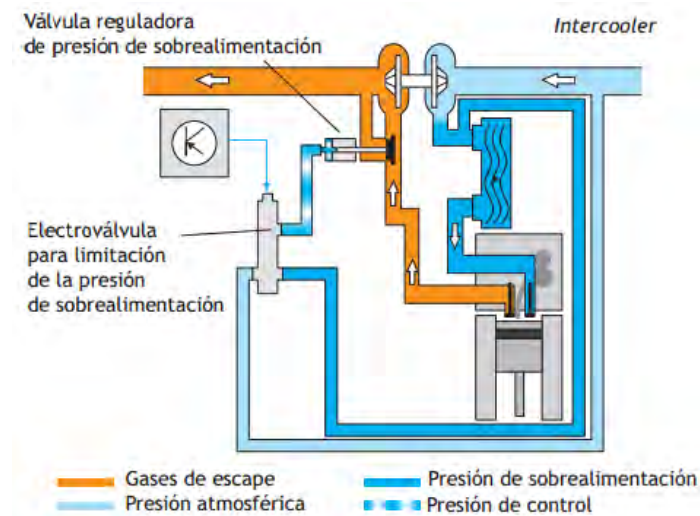
Esta válvula se encuentra en by-pass con el escape del coche. Consiste en una cápsula que soporta la presión de sobrealimentación, una membrana y una cámara de presión con un muelle tarado. El accionamiento de la válvula puede ser neumático o eléctrico.

-Regulación de la presión por accionamiento neumático. Cuando a la válvula (4) le llega una presión a través del conducto (1) que sobrepasa unos valores predeterminados, la membrana (2) se desplaza, comprimiendo el muelle (3) de la válvula y desplazándola de la posición inicial, haciendo que parte de los gases de escape no pasen por la turbina. Esto provocará una desaceleración en la turbina, influyendo de la misma forma en el compresor haciendo que disminuya la presión de alimentación.



*Figura 11. Funcionamiento accionamiento neumático [5]*

-Regulación de la presión por accionamiento eléctrico. Este tipo de regulación es más moderno. Consiste en la introducción de una electroválvula de regulación en el tubo de unión entre el colector y la válvula mecánica. El funcionamiento de esta electroválvula es función de los datos que la unidad de control del motor le hace llegar, datos como la temperatura del aire aspirado, la presión en el colector de admisión, las revoluciones del motor. Por la tanto, la presión de control con la que se acciona la válvula viene determinada por esta señal, que se forma en base a la combinación de la presión atmosférica y la presión de sobrealimentación. [5]



*Figura 12. Funcionamiento accionamiento eléctrico [5]*

### 3.1.3. Ventajas del turbocompresor de geometría fija

La principal ventaja y lo que diferencia al turbo de la mayoría de los otros tipos de sobrealimentación es que no consume energía del motor en su accionamiento; como hemos dicho, utiliza la energía de los gases de escape haciendo que ésta no se malgaste. También hay que considerar su reducido tamaño en relación al caudal proporcionado.

A parte de que con la utilización de un turbocompresor se obtienen elevadas potencias a partir de motores con cilindradas reducidas.

### 3.1.4. Problemas del turbocompresor de geometría fija

Uno de los problemas más comunes en los turbos es la baja capacidad de reacción que tienen, además de no ser apropiados para trabajar a bajas revoluciones. Cuando el motor trabaja a carga parcial, el turbo girará despacio, como consecuencia de la baja presión que tienen los gases, y la sobrepresión será muy pequeña. Al acelerar y solicitar más carga al motor, la mariposa se abrirá dejando entrar más aire, con lo que por la turbina fluirá más caudal; sin embargo, el aumento de régimen de giro que hará aumentar la relación de presiones tarda más en llegar. Esto ocurre porque a pesar de que el caudal aumente, la presión no lo hace en el mismo instante, si no que tarda un poco más.

Para solucionar este problema existen varias alternativas. Una de ellas es colocar dos turbos en el coche (sistema biturbo), uno trabajaría a bajas presiones y el otro a altas presiones de los gases de escapes. De esta manera se tendría una respuesta bastante uniforme. Otra alternativa es la utilización de un turbocompresor de geometría variable, que tiene la capacidad de extraer energía de los gases de escape en un mayor rango de regímenes de giro. [13]

### 3.2. Turbocompresores de geometría variable (VTG(nota))

Este tipo de turbocompresores, que actualmente son los más usados en los vehículos modernos, tiene la característica de tener una gran respuesta a bajos regímenes de funcionamiento del motor. Su funcionamiento, básicamente, tiene los mismos principios que los turbocompresores de geometría fija, con la diferencia de que éstos eliminan el uso de la válvula wastegate de los últimos, ya que el sistema tiene la capacidad de disminuir el régimen de vueltas de la turbina para que no le llegue a los cilindros del motor más presión de la de diseño.

Para poder conseguir esto, existe un estator (contenido en el interior de la carcasa o voluta) a la entrada de la turbina que está integrado en una corona (Figura 13). Esta corona está unida a una varilla que, a su vez, lo está a una cápsula neumática. Además incluye una electroválvula que, mediante los datos que recibe de la unidad de control del motor, varía la presión de control de esta cápsula. Cuando hay un aumento de la presión de soplado en el colector de admisión, la cápsula neumática lo detecta a través de un tubo conectado directamente al colector de admisión y lo transforma en un movimiento que empuja el sistema de mando de los álabes, para que estos se muevan a la posición necesaria.



*Figura 13. Corona de álabes de la turbina [Foto propia]*

Con este mecanismo se consiguen bajos tiempos de reacción del turbo así como un funcionamiento más uniforme desde bajas revoluciones.

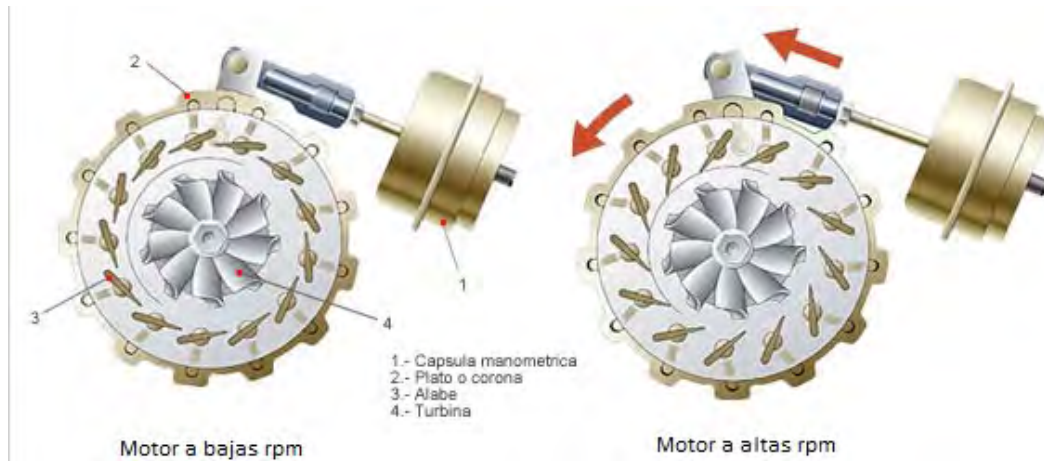
-Funcionamiento con regímenes de giro del motor bajos. Como hemos visto, en estas condiciones de funcionamiento, un turbo convencional recibiría los gases de escape de tal forma que éstos moverían lentamente la turbina, debido a su baja presión, generando así una sobrepresión casi inapreciable. Sin embargo, en un turbo de geometría variable, los álabes móviles se encontrarían en su posición más cerrada para conseguir una sección de paso de los gases mínima. De esta forma, se consigue aumentar la velocidad de los gases que, haciendo girar la turbina más rápido, creará en el compresor una sobrepresión notable.

-Funcionamiento con regímenes de giro del motor medios. En esta situación los álabes móviles se encuentran en una posición media. El motor está trabajando a media carga y el paso de los



gases en esta situación sería el normal, por lo que el funcionamiento en este estado es igual al de un turbo convencional.

-Funcionamiento con regímenes de giro del motor altos. Al estar el motor trabajando a plena carga, los gases de escape aumentan su velocidad, lo que se transforma en un aumento de la presión de soplado en el colector de admisión. Por el mecanismo antes explicado, los álabes se moverán a una posición de mayor apertura para conseguir disminuir la velocidad de los gases, haciendo bajar la presión de salida del compresor.



*Figura 14. Funcionamiento geometría variable según régimen de giro del motor [25]*

## 4. MATERIALES Y MÉTODOS

---

### 4.1. La instalación

La instalación con la que se ha trabajado se encuentra en el laboratorio del departamento de Ingeniería Térmica, en el edificio Agustín de Betancourt de la Escuela Politécnica Superior, en una sala 1.0T05 debidamente aislada.

Se ha montado de tal manera que se puedan realizar ensayos en el turbocompresor de manera fácil y segura, pudiendo así recoger los datos necesarios para definir sus características operativas. El turbo es alimentado con aire comprimido por la turbina, moviendo así al compresor y haciendo que éste absorba aire del ambiente.

En todo momento hay que tener en cuenta que las características operativas de nuestra instalación no se asemejan a las que tienen lugar en el motor de un automóvil. El aire del que se alimenta la turbina se encuentra a una temperatura aproximadamente similar a la del ambiente, por lo que la turbina funcionará a unas temperaturas mucho menores de aquellas para las que fue diseñada, que las que se suponen de trabajo, pudiéndose encontrar temperaturas bajo cero a la salida. Por otro lado, el compresor sí estará trabajando en unas condiciones similares a las de un coche, y por lo tanto alcanzará altas temperaturas, pudiendo llegar a los 100 °C. Esto supone que estaremos trabajando en un punto de operación distinto al normal. Más adelante, en los resultados, se explicará cual es la consecuencia de esto.

El montaje de la instalación tuvo comienzo en febrero, siendo la estructura lo primero en ser ubicado. Se acoplaron varios utensilios en la tubería del aire para el correcto funcionamiento de la instalación, así como varios sensores para la toma de datos. También se tuvo que implementar el circuito de lubricación y refrigeración por aceite. Todo esto fue montado gracias a los operarios del laboratorio y a la supervisión del Prof. Antonio Lecuona Neumann y el becario de Máster Alberto Ibáñez Ibáñez.

El resultado es un banco de ensayos operativo en el que se pueden recoger los datos necesarios para definir termodinámicamente el turbocompresor, pudiendo así entender más a fondo su funcionamiento y características operativas.

#### 4.1.1. Turbo

El turbo es el corazón de la instalación, por lo que su elección era una de las decisiones más importantes a tomar. Tras la prueba de varios modelos previos, se decidió escoger finalmente el Garret GTA1749V (Figura 15), que cuenta con la tecnología de geometría variable. Garret, que es una compañía perteneciente al grupo Honeywell, es un fabricante de turbos internacionalmente conocido y de prestigio mundial. Los turbos de geometría variable de Honeywell VGT (Variable Geometry Turbine) han revolucionado el diseño de los motores diésel y, particularmente los Garrett VNT (Variable Nozzle Turbine), han liderado el rubro por más de una década. En los últimos 15 años, más de 13 millones de turbos VNT fueron

instalados en vehículos para pasajeros en todo el mundo, más notoriamente en Europa, donde los motores diésel ocupan un 43% del mercado.



*Figura 15. Turbocompresor GTA1749V [Foto propia]*

Todo esto comenzó con el primer turbo VNT, desarrollado por Garrett en 1989 para un Nissan diésel, cuya aplicación era comercial. La primera aplicación en vehículos de pasajeros tomó lugar un año después, cuando la Fiat colocó un turbo VNT en el Croma, que contaba con un motor diésel de 1.9 litros. [14]

El turbo en cuestión pertenece a las series Garrett GT. Estas series de turbos son las más modernas: llegaron a comienzo de los años 90 e incluyeron un nuevo y avanzado diseño aerodinámico, con menos componentes y un mejor rendimiento en general. [15] El vehículo para el que este turbo ha sido diseñado es un Renault Megane II del 2004, que cuenta con un motor 1.9 dCi con 8 válvulas, aunque se puede adaptar a cualquier coche que tenga un motor parecido. [16]

Al tratarse de un turbocompresor de geometría variable necesitábamos un mecanismo con el que pudiéramos dejar fijada la posición de los álabes a nuestro antojo. Para ello, el personal del departamento idearon un pequeño mecanismo (Figura 16) compuesto por un tornillo roscado, de forma que de una manera fácil se podía dejar fija la posición.



*Figura 16. Mecanismo fijador de álabes [Foto propia]*

Para poder conseguir un flujo más uniforme a la salida de la turbina se le acopló un tubo de un metro de largo (Figura 17). De esta manera, reducíamos un poco el sonido del conjunto turbocompresor y podíamos medir la temperatura de salida de una manera más fiable, dando espacio a que el campo fluido (con grandes gradientes espaciales) se uniformizara. Además, a la salida del compresor se incorporó una válvula que podíamos abrir o cerrar arbitrariamente, imponiendo una restricción al paso del fluido y forzando una sobrepresión.



*Figura 17. Tubo salida turbina [Foto propia]*

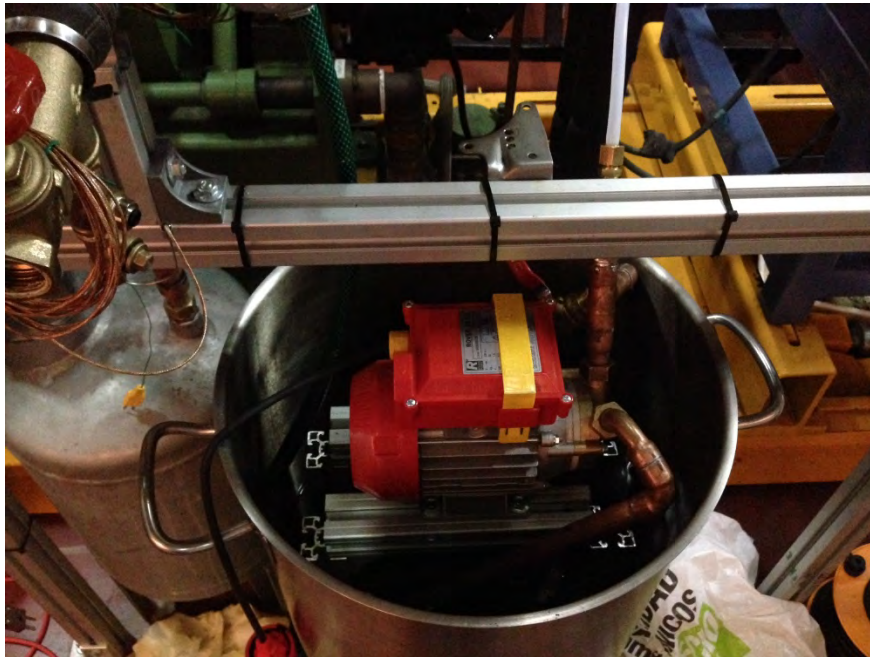
#### 4.1.2. Sistema de lubricación y refrigeración.

Para implementar el sistema de lubricación se propusieron varias formas, que a continuación se describen en detalle.

Una de ellas consistía en la utilización de una pequeña bomba que hiciese circular el aceite. En un recipiente grande con aceite hasta la mitad se colocó la bomba (Figura 18), de forma que pudiera bombear el aceite hasta su entrada en el turbo; luego, por otro tubo sale el aceite que

vuelve al depósito para volver a ser impulsado. La ventaja de este sistema es que puede estar funcionando en continuo, sin parones. Por otro lado, al encontrarse en bucle, el aceite alcanza altas temperaturas que pueden afectar a la bomba de manera negativa, provocando algún sobrecalentamiento.

Debido a un problema de sobrecalentamiento con la bomba utilizada, se tuvo que cambiar de sistema justamente en los días en los que se desarrollaría la campaña de toma de medidas.



*Figura 18. Bomba en recipiente [Foto propia]*

La segunda alternativa se trata de un ingenioso sistema que se ayuda de la gravedad y de la presión de entrada a la turbina para poder hacer circular el aceite. Para ello se utilizó un recipiente de PVC (Figura 19), que cuenta en la parte superior con un tapón por el cual se llena de aceite, y además tiene una conexión con la entrada de la turbina a través de un pequeño tubo para poder presurizar el recipiente con el aceite una vez se cierra la tapa. Por la parte inferior sale el tubo que dirige el aceite al turbo; de esta manera el aceite puede circular sin problema gracias a la gravedad, ya que el recipiente se ubicó a una altura mayor a la del turbo, y gracias también a la presurización. El aceite, una vez pasa por el turbo, se deposita en otro recipiente distinto (Figura 20).





Figura 4.1.2

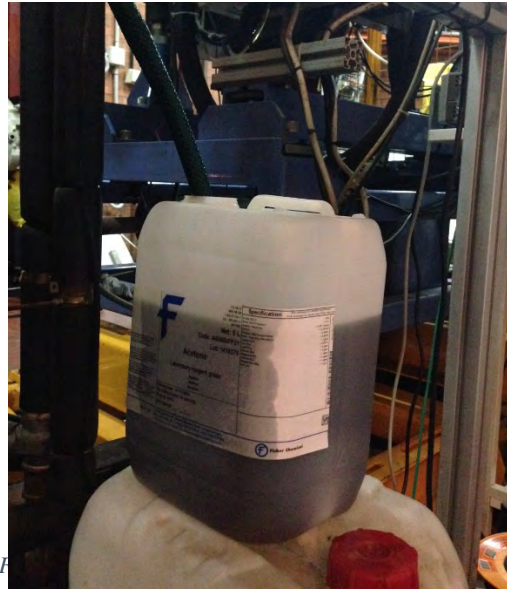


Figura 4.1.3

Un punto positivo de este sistema consiste en que la demanda de aceite se suple de manera automática, si la turbina se encuentra girando a un régimen mayor, tendremos una mayor presión a su entrada, y, por tanto, mayor presión en el recipiente, que provocará que haya mayor flujo de aceite pudiendo así cumplir con las exigencias de ese momento. La gran desventaja consiste en que cuando se acaba el aceite del recipiente hay que parar la instalación para llenarlo de nuevo, aunque por otra parte, el aceite no estará tan caliente como con el primer método.

#### 4.1.3. Sistemas de instrumentación

La elección de los sensores necesarios se llevó a cabo teniendo en cuenta cuáles eran las variables que se precisaban para caracterizar termodinámicamente la instalación. Este trabajo en concreto fue desempeñado por el alumno Rubén Sevilleja Villamarín, tutorizado por el Prof. Antonio Lecuona Neumann y Alberto Ibáñez Ibáñez, ocupando el grueso central de su trabajo de fin de grado.

Para proceder con el análisis y posterior cálculo, necesitaremos medir las temperaturas, las presiones, el caudal y el régimen de giro del turbo. Necesitamos estas variables y no otras ya que con éstas podremos trabajar con las ecuaciones de conservación de masa y energía, que son fundamentales a la hora de analizar el conjunto turbocompresor:

- Principio de conservación de la masa, en forma integral, aplicado en el volumen de control que encierra el interior de la turbomáquina, una vez aplicado el teorema del transporte de Reynolds:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \rho dV = \frac{d}{dt} \int_{V_C(t)} \rho dV + \int_{SC(t)} \rho(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{i}_{nex} dA$$

Desarrollando la fórmula, y suponiendo que el proceso es estacionario, alcanzamos la conocida ecuación de continuidad:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

Donde:

- $\frac{d}{dt}$  es la derivada con respecto al tiempo
  - $dV$  es el diferencial de volumen
  - $dA$  es un diferencial del área
  - $\rho$  es la densidad del fluido
  - $\vec{v}$  es la velocidad del fluido
  - $\vec{v}_c$  es la velocidad del volumen de control
  - $\vec{i}_{nex}$  vector unitario normal exterior a las superficies del volumen de control
  - $Vf(t)$  volumen fluido, función del tiempo
  - $VC(t)$  volumen de control, función del tiempo
  - $SC(t)$  superficie de control, función del tiempo
- Principio de conservación de la energía, en forma integral, aplicado en el volumen de control que encierra el interior de la turbomáquina, una vez aplicado el teorema del transporte de Reynolds:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \int_{VC(t)} \rho \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right) dV \\ & + \int_{SC(t)} \rho \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right) (\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{i}_{nex} dA \\ & = - \int_{SC(t)} P \vec{v} \cdot \vec{i}_{nex} dA + \int_{SC(t)} \vec{v} \cdot \vec{\tau}' \cdot \vec{i}_{nex} dA + \int_{VC(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{f}_m dV + \int_{SC(t)} \vec{q} \\ & \cdot \vec{i}_{nex} dA + \int_{VC(t)} Q_r dV \end{aligned}$$

Consideramos que las superficies del volumen de control son estacionarias ( $\vec{v} = 0$ ) y además que la velocidad del flujo es perpendicular a la superficie lateral (el flujo a través de ella es nulo). De esta forma, alcanzamos la siguiente expresión, que no es otra que el primer principio de la termodinámica:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{eje} + \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} v_{z,e}^2 + g \cdot z_e \right) - \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} v_{z,s}^2 + g \cdot z_s \right)$$

Volviendo suponer el proceso como estacionario, adiabático y despreciando la diferencia de cotas (energía potencial gravitatoria), podemos despejar:

$$\dot{W}_{eje} = \dot{m}(h_{t,e} - h_{t,s}) = \dot{m} (Cp_e T_{t,e} - Cp_s T_{t,s})$$

Si además asumimos gas ideal caloríficamente perfecto ( $Cp_e = Cp_s$ ):

$$\dot{W}_{eje} = \dot{m} \cdot Cp (T_{t,e} - T_{t,s})$$

Siendo:

$$T_t = T \left[ 1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{Cp \cdot T} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$h = u + \frac{P}{\rho}$$

$$h_t = h + \frac{1}{2} v^2$$

$$dh = Cp \langle T \rangle \cdot dT$$

$$du = Cv \langle T \rangle \cdot dT$$

Donde:

- Subíndice *e* se refiere a la entrada
- Subíndice *s* se refiere a la salida
- *e* es la energía total por unidad de volumen, interna y otras (gravitatoria, etc.)
- *P* es la presión estática del fluido
- $\bar{\tau}'$  es el tensor de viscosidad
- $\vec{q}$  es el flujo de calor por conducción
- $Q_r$  es el flujo de calor por radiación
- $\dot{Q}$  es la potencia térmica recibida por el fluido.
- $\dot{W}_{eje}$  es la potencia mecánica extraída del fluido.
- *h* es la entalpía específica
- $v_z$  es la velocidad axial del fluido
- $h_t$  es la entalpía total
- *Cp* es el calor específico a presión constante
- $\gamma$  es el coeficiente de dilatación adiabática
- *u* es la energía interna
- *h* es la entalpía
- *Cv* es el calor específico a volumen constante

Una vez que se han planteado las ecuaciones fundamentales, podemos confirmar que es necesario tomar los valores de:

- Presión y temperatura, para caracterizar el estado termodinámico del fluido.
- Régimen de giro, para conocer el punto de funcionamiento.
- Gasto másico, para poder tener una noción del tamaño de la máquina así como la potencia que ésta intercambia.

Actualmente en el mercado podemos encontrar infinidad de sensores distintos para medir estas variables. A continuación explicamos la elección final de cada sensor:

#### 4.1.3.1. Medida de presión



Para las medidas de presión se ha elegido el transductor de la empresa ESI Technology Ltd, modelo Genspec GS4200, y un cabezal apropiado para poder leer los datos, modelo PM1000 Series. Este sensor mide la presión manométrica en un punto, por lo que para hallar la presión real tendremos que sumarle adicionarle la presión del ambiente.



*Figura 21. Sensor de presión GS4200 [17]*

La exclusiva tecnología de silicio sobre zafiro con la que cuenta el sensor ofrece muy buenos rendimientos y una buena estabilidad en un amplio rangos de temperaturas. Esta tecnología permite al sensor soportar altas sobrepresiones y una gran protección frente a la corrosión. [17]

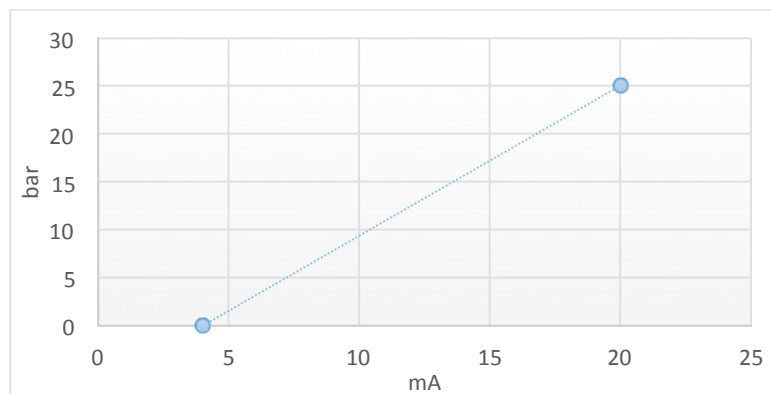
La precisión de este sensor es del  $\pm 0.25\%$  con una presión pico del doble de la presión nominal. La salida de la señal eléctrica es estándar, de 4-20 mA y tiene un fácil acceso para la recalibración.

El display, serie PM1000 consta de una pantalla LED de 4 dígitos y nos proporciona una pantalla local para multitud de aplicaciones.

La configuración de la pantalla se almacena en su memoria interna y se puede modificar fácilmente gracias a su menú de ajuste. Sus parámetros pueden ser reprogramados y se almacenan y conservan aunque se desconecte la alimentación. Además, la pantalla puede girarse 90° para una mejor visión desde cualquier punto. [18]

En el caso de nuestra instalación necesitaremos ubicar tres sensores de presión. Uno para obtener la presión de entrada a la turbina, otro para la de salida del compresor y el último para la presión aguas arriba (que, junto con la temperatura aguas arriba, nos servirá para calcular la densidad del aire que circula por la tubería antes de llegar a la turbina). No hará falta ubicar ningún sensor de presión a la entrada del compresor ni a la salida de la turbina, porque consideramos que están a la presión ambiente, medida con un barómetro instalado aparte y previamente a este banco de ensayos.

Tanto el sensor de entrada a la turbina como el de salida del compresor cuentan con un display. Sin embargo el sensor de aguas arriba no contaba con un display, por lo que no podíamos visualizar la presión. Para subsanar este problema, se introdujo la señal del sensor en un amperímetro, cerrando el circuito con él, de manera que podíamos medir la intensidad de la señal producida. Haciendo uso de la curva de calibración del sensor (Figura 22), pudimos pasar los datos de corriente [mA] a presión [bar]:



*Figura 22. Curva de calibración del sensor de presión*

Como vemos, en el caso del sensor aguas arriba, para una presión manométrica de 0 bares el amperímetro marcará 4 mA y para una presión de 25 bares marcará 20 mA. Por lo tanto, para hallar la presión solo teníamos que tomar los datos de la corriente eléctrica en el amperímetro y luego cambiarlos a unidades de presión mediante la siguiente ecuación:

$$Presión = \frac{25}{16}(Corriente - 4) \quad (1)$$

A la hora de escoger los sensores de presión para nuestra instalación se tuvieron en cuenta ciertos aspectos técnicos y económicos. Existen distintos tipos de sensores de presión según su arquitectura; estos pueden ser mecánicos, neumáticos o electromecánicos-electrónicos, según los elementos que usen para medir la presión.

En la tabla 1 se pueden ver los distintos tipos de sensores que existen y que se tuvieron en cuenta a la hora de realizar la elección final:

## Turbocompresor en banco de ensayos. Características operativas.

Sensor	Límites de aplicación	Exactitud	Dinámica	Ventajas	Desventajas
bourdon, "C"	hasta 100 MPa	1-5% de pleno span	-	-bajo costo con razonable exactitud	-histéresis
espiral	hasta 100 MPa	0.5% de pleno span	-	-amplios límites de aplicación	-afectado por choque y vibración
helicoidal	hasta 100 MPa	0.5-1% de pleno span	-		
fuelle	tipicamente vacío hasta 500 kPa	0.5% de pleno span	-	-bajo costo -presión diferencial	-más pequeño rango de presiones de aplicación -necesita compensación de temperatura
diafragma	hasta 60 kPa	0.5-1.5% de pleno span	-	-muy pequeño alcance posible	-normalmente limitado a bajas presiones (por ejemplo, menos de 8 kPa)
capacitancia/ inductancia	hasta 30 kPa	0.2% de pleno span	-	-	-
resistivo/bandas extensométricas	hasta 100 MPa	0.1-1% de pleno span	rápida	-gran rango de presiones	-

*Tabla 1. Tabla características sensores de presión [26]*

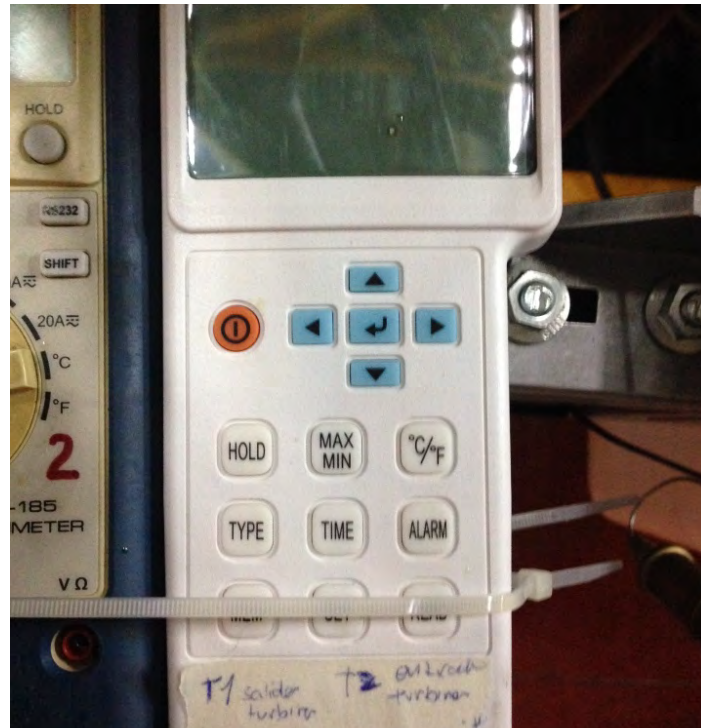
### 4.1.3.2. Medida de temperatura

Para las mediciones de temperatura se han elegido los termopares de tipo K de la marca Omega. Para poder recoger las mediciones el termopar se conecta a un datalogger, el cual nos permitirá pasarlas al ordenador mediante conexión USB.

Un termopar es un transductor de temperatura que produce un voltaje en función de la temperatura a la que se encuentra. Está formado por la unión de dos metales distintos con una unión fija en un punto.

A continuación listamos las características del datalogger escogido, el Omega HH1384:

- Entradas aisladas con protección de 350 V de pico a pico entre cualquier par de entradas.
- Termómetro de alta precisión para termopares de tipo K, J, E, T, R, S, N, L, U, B y C.
- Comunicación USB con el software de Windows.
- 4 funciones de entrada en pantalla T1/T2/T3/T4.
- Alarma alto/bajo programable para las 4 entradas.
- Muestra valores MAX/MIN y MAX-MIN para las 4 entradas.
- Configuración independiente por entrada.
- Capacidad de almacenamiento en memoria de 512 KB [19]



*Figura 23. Datatlogger Omega HHI384 [Foto propia]*

Como se comentó al principio, el termopar utilizado es de tipo K, siendo el sensor de temperatura más utilizado en la industria, principalmente debido a la sencillez del diseño, que hace que tenga un coste muy reducido en comparación con otro tipo de sensores de temperatura. Otro de los puntos importantes del termopar empleado es su amplio rango de medición y la precisión alcanzable a altas temperaturas. Y es que el termopar tipo K tiene un intervalo de funcionamiento de  $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $1\text{ }250\text{ }^{\circ}\text{C}$ , cubriendo perfectamente los rangos de temperaturas que se tienen en la instalación. Las aleaciones que usa este sensor son Níquel-Cromo contra Níquel-Aluminio. [18]

En total se han utilizado 5 termopares para poder medir las temperaturas de salida del compresor y de la turbina, la de entrada de la turbina, la del ambiente (que es considerada como la de entrada al compresor, suficientemente lejos de la zona de succión) y la de aguas arriba (para que, junto con la presión, se pueda calcular la densidad del aire aguas arriba). Por lo tanto hemos utilizado dos datalogger.

A la hora de escoger los sensores de temperatura para nuestra instalación se tuvieron en cuenta ciertos aspectos técnicos y económicos. Dentro de los distintos tipos de sensores de temperatura que existen, podemos distinguir cuatro muy comunes.

El sistema bimetalico es un tipo de sensor muy usado para la medición de temperaturas de líquidos y gases en contenedores, calderas o también para la medición de temperatura del aceite de los transformadores de potencia. Consiste en una unión de dos piezas de metal con diferentes coeficientes de expansión térmica que al calentarse adquiere cambios de curvatura debido a esa diferencia.

Un sistema también muy conocido es el termómetro de mercurio. Este sistema podría haber servido para la realización de la medición de la temperatura del ambiente, ya que, para otros casos, no era posible su ubicación y para otros, no contaba con el rango necesario.

Otro tipo de sensores ampliamente utilizado son los termistores. Se tratan de unos semiconductores cerámicos que, al percibir cambios de temperatura, varían su resistencia según una relación ya conocida.

El último tipo de sensor son los termómetros industriales de resistencia, también conocidos por sus siglas RTD. Que tienen un funcionamiento similar a los termistores pero en este caso se trata de una bobina de alambre enrollada que varía su resistencia según la temperatura.

#### 4.1.3.3. Medida del régimen de giro

La medida del régimen es una de las más complicadas de realizar, por ello se decidió utilizar un sensor de régimen inductivo para turbocompresores. Se escogió el Jaquet TurboTach System, ya que está diseñado específicamente para ensayos de turbocompresores en interiores.

El sistema combina sensores de velocidad comprobados, compatibles con las marcas más populares de turbos, como lo es Garrett. Se puede utilizar para la medida de cualquier rodete de compresor o eje central. El sensor puede operar desde -40°C hasta 200°C, por lo que no habrá problemas por calentamientos. [20]

El JAQUET TurboTach System consta de un sensor de velocidad, cables de interconexión y cables PCT400 de programación. No se necesitó adquirir el tacómetro para ver la frecuencia de giro ya que en el laboratorio utilizamos un frecuencímetro. La función del tacómetro, aparte de mostrar en un display el régimen de vueltas, también era la de dar potencia al sensor, por ello tuvimos que alimentar el sensor con una fuente de tensión aparte con 5 V.

Con la ayuda de los técnicos, se realizó un orificio en la carcasa del compresor; de esta manera se pudo adaptar el sensor (Figura 23). Las conexiones las realizamos teniendo en cuenta las especificaciones que venían en el manual: del sensor partían 4 cables, +V, GND, la señal y un apantallamiento. Se conecta la fuente de tensión a los cables +V y GND y el apantallamiento se deja “al aire”. La señal se conecta a un frecuencímetro (Figura 24) que nos muestra la frecuencia de la señal que recibe en Hercios.



*Figura 24. Sensor de régimen adaptado en la turbina [Foto propia]*



*Figura 25. Frecuencímetro HAMEG 8021-3 [Foto propia]*

El conector del sensor contiene un circuito que convierte la señal que se genera en la bobina por el paso de los álabes del compresor en una señal cuadrada de amplitud fija con una frecuencia proporcional a la velocidad de rotación. Este circuito incluye un divisor digital de frecuencia de 1/8: es decir, este sistema considerará una vuelta en el compresor cuando perciba el paso de 8 álabes, sin embargo nuestro compresor tiene 12 álabes. Para tener la frecuencia correcta en rpm tendremos que realizar un pequeño cálculo:

$$n = f_{\text{señal}} \cdot \frac{8}{12} \cdot 60 \quad (2)$$

Donde:

- $n$  es el régimen de vueltas real del compresor [rpm]
- $f_{\text{señal}}$  es la frecuencia de la señal que envía el sensor [Hz]

A la hora de escoger los sensores de régimen para nuestra instalación se tuvieron en cuenta ciertos aspectos técnicos y económicos.



La primera alternativa que se tuvo en mente a la hora de medir el régimen de giro fue un sensor óptico. Para implementarlo era necesario realizar un circuito que podría tratar la señal que el sensor entregaba. Para poder captar el giro con este tipo de sensor se pintó la tuerca de uno de los extremos del eje mitad de blanco y mitad de negro, el sensor captaría esta diferencia y mandaría una señal por cada ciclo.

Luego el tacómetro leería la señal y mostraría la frecuencia. Se había decidido este tipo de sensor por no ser intrusivo y no afectar de ninguna forma al eje, sin embargo por ciertos problemas operativos se tuvo que desechar esta idea.

#### 4.1.3.4. Medida del caudal

Para medir el caudal que pasa por la turbina utilizamos un caudalímetro de tipo Vortex. Su funcionamiento se basa en el principio de generación de vórtices. Si un cuerpo atraviesa un fluido (en ciertas circunstancias) generará pequeños remolinos aguas abajo alternándose de un lado a otro provocando diferencias de presión, que son captadas por un cristal piezoeléctrico. La velocidad del flujo es proporcional a la frecuencia de formación de vórtices.

El modelo elegido fue el 10VT1000/10VR1000 de la marca Bailey Fischer Porter. Este caudalímetro cuenta con un display por el que se muestra el caudal másico o volumétrico. Además cuenta con unos botones por donde se puede introducir datos como la densidad del fluido.



*Figura. Caudalímetro 10VT1000/10VR1000 [Foto propio]*

Para caracterizar las oscilaciones de los remolinos se utiliza el número de Strouhal, que, como vemos en la siguiente expresión, relaciona la frecuencia de los vórtices, la velocidad y la geometría del cuerpo que provoca estos vórtices:

$$St = F \cdot \frac{d}{v}$$

Donde:

- $St$  es el número de Strouhal
- $F$  es la frecuencia de los vórtices
- $d$  es el ancho del cuerpo que atraviesa el fluido
- $v$  es la velocidad que lleva el flujo

Por lo tanto si despejamos  $v$ :

$$v = F \frac{d}{St}$$

El sensor del caudalímetro mide la frecuencia de los torbellinos, y sabiendo el ancho del cuerpo y utilizando un número de Strouhal aproximado a las condiciones que tendremos, calcula la velocidad. Luego, con la densidad que previamente se introduce y con el área de paso conocida calcula el flujo másico y lo muestra por la pantalla. [18]

Al tener que introducir una densidad fija, tenemos el problema de que los caudales que mostrará el display no son los correctos. Es por esto que utilizamos un sensor de presión y de temperatura aguas arriba; de esta forma podremos calcular en todo momento la densidad del aire que fluye por el caudalímetro. Con la siguiente fórmula calculamos la densidad:

$$\rho_{aguasarriba} = \frac{P}{Rg \cdot T} \quad (3)$$

Donde:

- $\rho_{aguasarriba}$  es la densidad real aguas arriba del caudalímetro.
- $P$  es la presión aguas arriba del caudalímetro.
- $Rg = 287 \left[ \frac{J}{kg \cdot T} \right]$  es la constante del aire como gas ideal.
- $T$  es la temperatura de la corriente aguas arriba del caudalímetro.

Y, mediante la siguiente fórmula, se corrige el caudal:

$$\dot{m}_{real} = \frac{\rho_{aguasarriba}}{\rho_0} \cdot \dot{m}_{caudalímetro} \quad (4)$$

Donde:

- $\dot{m}_{real}$  es el caudal másico real.
- $\rho_0$  es la densidad fija que se introduce en el caudalímetro (en nuestro caso  $\rho_0 = 10 \frac{kg}{m^3}$  para simplificar los cálculos).
- $\dot{m}_{caudalímetro}$  es el caudal másico que el caudalímetro mide con la densidad  $\rho_0$ .

A la hora de escoger el caudalímetro para nuestra instalación también se tuvieron en cuenta ciertos aspectos técnicos y económicos. Dentro del mercado de los caudalímetros nos podemos encontrar con un sinnúmero de posibilidades: caudalímetros visuales, mecánicos de molino,



electrónicos de molino, electrónicos de turbina, de diferencia de presión, v-cone, magnéticos, ultrasónicos, de diferencia de temperatura o de Coriolis.

Los más comunes son los de diferencia de presión. Su funcionamiento se basa en la disminución de la tubería por donde pasa el fluido, de esta manera, midiendo la presión antes del estrechamiento y después, es capaz de calcular el caudal que fluye por él. Sin embargo las prestaciones del caudalímetro utilizado nos parecieron más apropiadas.

#### 4.1.4. Otros componentes

Para el correcto funcionamiento de toda la instalación fue necesario acoplar otros componentes a lo largo de la tubería. Como vemos en la (Figura 25) el aire recorre varias canalizaciones después de la llave de paso y antes de alcanzar la turbina:

- Separador ciclónico: su función es separar las partículas sólidas que pueda arrastrar el fluido dentro de las tuberías de llegada, utilizando el efecto de la gravedad y de la fuerza centrífuga. Gracias a su geometría cilíndrica con la parte inferior cónica el aire, que entra a gran velocidad por la parte superior, realiza en el interior un movimiento helicoidal descendente, haciendo que las partículas vayan chocando con las paredes y depositándose en el fondo del cono. Luego el flujo de aire vuelve a salir por arriba libre de partículas. [21]
- Filtro de partículas pequeñas: se trata de un filtro convencional por el cual se filtran las partículas que hayan podido seguir en el aire.
- Regulador de presión: como su nombre indica, este equipo puede controlar la presión de fluido pudiendo adaptarla a las necesidades de la instalación.



*Figura 26. Componentes previos a la turbina [Imagen propia]*

## 4.2. Toma de datos

Cuando todos los sensores fueron ubicados y probados, se dio el visto bueno para comenzar con los ensayos. En todo momento hay que tener presente las normas de seguridad, así como asegurarse de conocer el número de emergencias de la Universidad, por si pudiera ocurrir algún tipo de accidente. Antes de empezar los experimentos, siempre avisaba a los técnicos de laboratorio para que tuvieran constancia de que se iba a estar trabajando en el turbo.

Al tratarse de una turbina de geometría variable decidimos estudiar tres distintos casos: el primero con el estator completamente cerrado, el segundo con el estator completamente abierto y el último con el estator en la posición media. Esto fue posible gracias al mecanismo realizado por los técnicos, explicado en el apartado 4.1.1 Turbocompresor.

Para comenzar con la toma de datos primero encendía todos los sensores y comprobaba que estaban operativos. Abría la llave general del aire comprimido, después abría poco a poco la válvula anterior a la turbina y dejaba fijo un caudal; normalmente dejaba el mínimo caudal que generaba un régimen de vueltas suficiente como para que el sensor de régimen lo midiera. A la salida del compresor dejaba la válvula en una posición semi-cerrada.

A continuación tomaba la primera ronda de datos pasándolos a una tabla de Excel en el ordenador portátil, aumentaba el caudal otra vez y volvía a tomar otra ronda de datos; repetía este proceso para 7 caudales distintos. Luego replicaba este proceso para varias posiciones de la válvula a la salida del compresor. En total tenía 4 posiciones de la válvula, siendo la posición 1 la más cerrada y la 4 la más abierta. Esta válvula a la salida del compresor funcionaba como un freno en la turbina, de esta manera podía conseguir distintos puntos de funcionamiento. Hay que

tener en cuenta que el conjunto turbocompresor genera unos ruidos muy elevados y por medidas de seguridad es necesario el uso de tapones de oídos.

En los días en que el sistema de refrigeración funcionaba con la alternativa de la bomba no había más que encenderla antes de realizar los experimentos, cerciorarse de que el aceite volvía correctamente al recipiente y dejarla funcionar comprobando cada cierto tiempo que no se sobrecalentara mucho. Cuando se cambió de sistema debido al problema con la bomba hubo que tener más precaución, ya que con el nuevo recipiente existía el problema de quedarnos sin aceite, tal y como explicamos en el apartado 4.1.2 Sistema de lubricación y refrigeración.

Una vez terminado con las tres posiciones de los álabes de la turbina el proceso de recogida de datos experimental había acabado, teniendo almacenados cerca de mil datos distintos de presión, temperatura, régimen y caudal.

## 5. CÁLCULOS Y RESULTADOS

---

### 5.1. Manejo de los datos

El software que se utilizó para realizar el análisis de los datos fue Excel. Los primeros cálculos necesarios fueron los de corrección de algunos datos:

- Obtener la presión aguas arriba a partir de la corriente eléctrica que el amperímetro medía; para ello utilizamos la Ecuación (1) explicada en el apartado 4.1.3.1 Medida de presión.
- Obtener la densidad de la corriente aguas arriba a partir de la temperatura y presión. Para ello utilizamos la Ecuación (3) explicada en el apartado 4.1.3.4 Medida del caudal.
- Calcular el caudal real, para ello utilizamos la Ecuación (4) explicada en el apartado 4.1.3.4 Medida del caudal.
- Calcular las vueltas en rpm, para ello utilizamos la Ecuación (2) explicada en el apartado 4.1.3.3 Medida del régimen de giro.

Una vez se tenían los datos experimentales corregidos comenzó el análisis. Para realizar el estudio del turbocompresor era necesario calcular distintos parámetros, a continuación se explica cómo se obtuvieron:

#### 5.1.1. Cálculo de la relación de presiones

Este parámetro compara las presiones a la salida y a la entrada. Se busca definir la relación de presiones como un número mayor que uno, por ello distinguimos entre turbina y compresor:

- Relación de expansión en la turbina:

$$\pi_e = \frac{P_e}{P_s} \quad (5)$$

- Relación de compresión en el compresor:

$$\pi_c = \frac{P_s}{P_e} \quad (6)$$

Donde:

- $\pi$  es la relación de presiones
- $P_s$  es la presión de salida
- $P_e$  es la presión de entrada

Mediante estas definiciones se asegura que  $\pi \geq 1$ .

### 5.1.2. Cálculo del parámetro de gasto dimensional

Para poder dibujar posteriormente las curvas de correlación es habitual simplificarlas usando parámetros dimensionales, pero corregidos. Se usan para ello propiedades termodinámicas características a la entrada (denotadas por el subíndice  $e$ ) [1]. Se define de esta manera:

$$\pi_m = \frac{\dot{m}\sqrt{T_e}}{P_e} \quad (7)$$

Donde:

- $\pi_m$  es el parámetro de gasto adimensional  $\left[\frac{kg \cdot K^{1/2}}{s \cdot bar}\right]$
- $\dot{m}$  es el gasto másico  $\left[\frac{kg}{s}\right]$
- $T_e$  es la temperatura de entrada  $[K]$
- $P_e$  es la presión de entrada  $[bar]$

Al no tener forma de medir el caudal del compresor, este parámetro sólo se podrá utilizar para la turbina.

### 5.1.3. Cálculo del rendimiento isentrópico

Como las turbomáquinas son esencialmente adiabáticas (consideramos nula la pérdida o ganancia de calor), la comparación con la evolución isentrópica da una idea de la perfección lograda.

Se define el rendimiento isentrópico, llamado también adiabático, como el cociente entre dos cantidades: el salto ( $\Delta$ ) de entalpía logrado y el salto de entalpía que se conseguiría en una evolución isentrópica entre dos estados (s). Uno es representativo de la entrada a la máquina (1) y otro representativo de la salida de la máquina (2), pero en todo caso entre iguales presiones y con la misma temperatura a la entrada. Dado que el trabajo intercambiado es igual al salto de entalpía de remanso o total, la definición nativa de rendimiento isentrópico compara el salto de esa magnitud y por ello se denomina rendimiento isentrópico total a total (tt). [1]

Es necesario distinguir entre rendimiento isentrópico de turbomáquinas de expansión (e) y de compresión (c):

$$\eta_{tte} = \frac{W_{fl}}{W_i} \quad \eta_{ttc} = \frac{W_i}{W_{fl}}$$

El trabajo isentrópico toma como expresión:

$$W_i = \dot{m}(h_{2ts} - h_{1t}) = \dot{m} \cdot c_{ps}(T_{2ts} - T_{1t}) = \dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( \frac{T_{2ts}}{T_{1t}} - 1 \right)$$

Donde:

- $h_{2ts}$  la entalpía total isentrópica a la salida
- $h_{1t}$  la entalpía total a la entrada
- $c_{ps}$  el calor específico del aire.  $c_{ps} = 1000 \frac{J}{kg \cdot K}$
- $T_{2ts}$  es la temperatura total isentrópica a la salida
- $T_{1t}$  es la temperatura total a la entrada.  $T_{1t} = T_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{v_1^2}{c_{ps}}$  (Siendo  $v_1$  la velocidad de entrada del flujo)

Por tratarse de una evolución isentrópica, el trabajo isentrópico puede expresarse como función de las presiones. Para el caso de una máquina compresora:

$$W_i = \dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \cdot \left[ \left( \frac{P_{2t}}{P_{1t}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] = \dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( \pi_c^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right) \quad (8)$$

Donde:

- $P_{2t}$  es la presión total a la salida.  $P_{2t} = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2$ . (Siendo  $v_2$  la velocidad de salida del flujo)
- $P_{1t}$  es la presión total a la entrada.  $P_{1t} = P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2$ . (Siendo  $v_1$  la velocidad de entrada del flujo)

El trabajo real intercambiado con el fluido toma como expresión:

$$W_{fl} = \dot{m}(h_{2t} - h_{1t}) = \dot{m} \cdot c_{ps}(T_{2t} - T_{1t}) = \dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( \frac{T_{2t}}{T_{1t}} - 1 \right) \quad (9)$$

En este caso no puede encontrarse una relación entre el cociente de temperaturas y de presiones.

Introduciendo las expresiones de las potencias en la expresión del rendimiento isentrópico, obtenemos:

$$\eta_{ttc} = \frac{\dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( \pi_c^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right)}{\dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( \frac{T_{2t}}{T_{1t}} - 1 \right)} = \frac{\left( \pi_c^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right)}{\left( \frac{T_{2t}}{T_{1t}} - 1 \right)} \quad (10)$$

De forma análoga puede razonarse para el rendimiento isentrópico de una turbina y obtenerse las expresiones correspondientes. Con iguales hipótesis simplificadoras que antes, la expresión del rendimiento se puede escribir como:

$$\eta_{tte} = \frac{\dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( \frac{T_{2t}}{T_{1t}} - 1 \right)}{\dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( \pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right)} = \frac{\left( 1 - \frac{T_{2t}}{T_{1t}} \right)}{\left( 1 - \pi_e^{-(\gamma-1)/\gamma} \right)} \quad (11)$$

## 5.2. Resultados y comentarios

A continuación se presentan los resultados en forma de gráficas para poder entenderlos mejor, así como para poder compararlos entre sí fácilmente.

### 5.2.1. Curva $\pi - \pi_m$

En esta curva representamos en el eje vertical la relación de presiones de la turbina y en el eje horizontal el parámetro del gasto dimensional. No podemos realizar esta curva para el caso del compresor porque, como se ha comentado, no tenemos la medida del caudal que fluye por este.

Diferenciamos tres curvas distintas, una para cada posición del estator. Dentro de cada posición del estator hay 4 posiciones de la válvula de contrapresión del compresor.

- Estator cerrado:

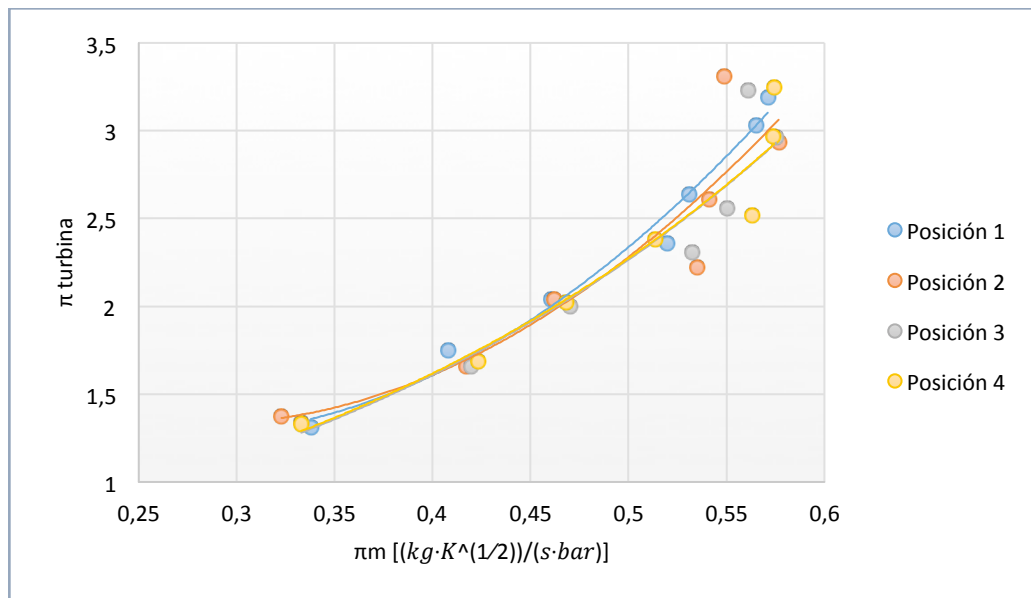


Figura 27. Gráfica  $\pi_{turbina}$  vs  $\pi_m$  para estator cerrado

- Estator abierto:

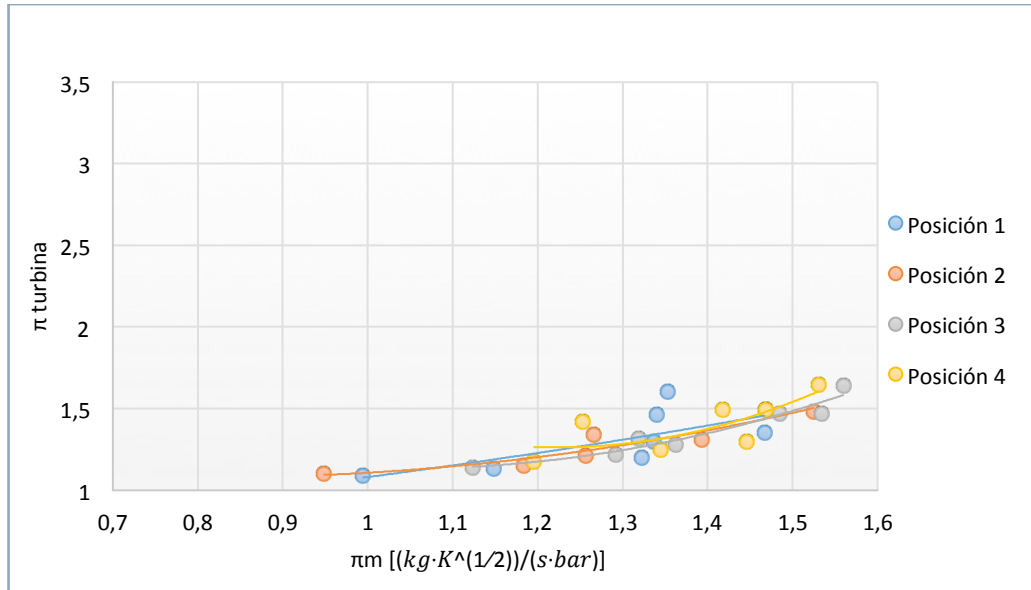


Figura 28. Gráfica  $\pi_{\text{turbina}}$  vs  $\pi_m$  para estator abierto

- Estator en posición media:

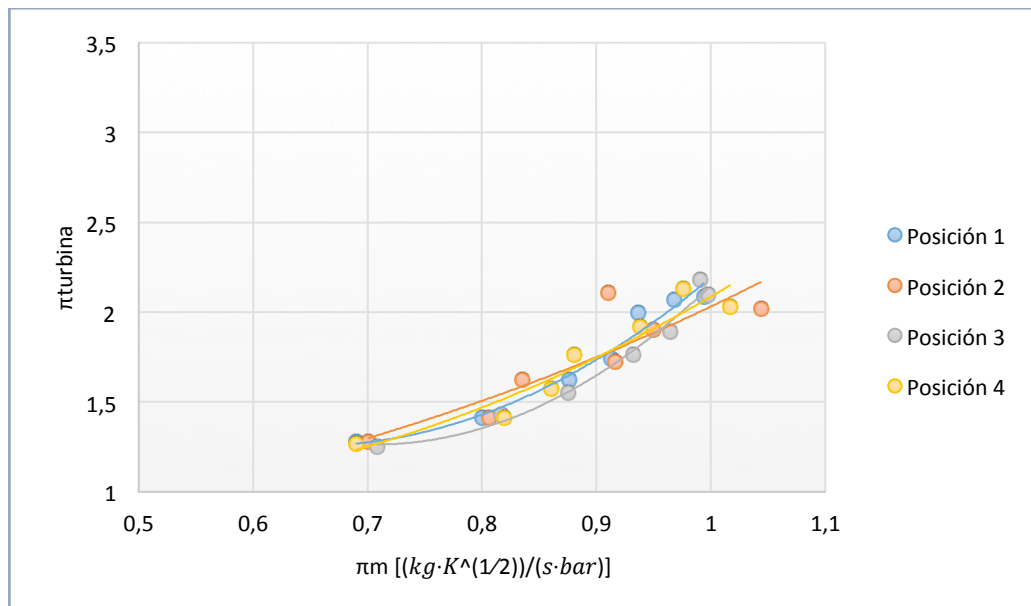


Figura 29. Gráfica  $\pi_{\text{turbina}}$  vs  $\pi_m$  para estator en posición media

Como se puede observar en las tres gráficas, los puntos siguen la tendencia curvilínea esperada para una turbina, a medida que aumenta el caudal también lo hace la relación de presiones, comportándose igual que un orificio por el que fluye un caudal, pero con un efecto de régimen, que aquí no se ha discriminado. Podemos distinguir cuatro tipos de puntos distintos, dependiendo de la posición de la válvula de salida del compresor. Cada familia de puntos cuenta



con su línea de tendencia. Estas 4 líneas deberían coincidir, pero la dispersión de las mediciones hace que aparezcan como ligeramente distintas.

Se distinguen tres rangos distintos de funcionamiento en lo que respecta al parámetro de caudal, siendo la curva del estator cerrado la que tiene la  $\pi_m$  menor y la situación del estator abierto la  $\pi_m$  mayor.

Si nos fijamos en la Ecuación (7) este fenómeno tiene fácil explicación. Cuando el estator se encuentra cerrado el área de paso a la entrada de la turbina se reduce considerablemente; al mantenerse constante el caudal la presión aumenta, por lo tanto el coeficiente  $\pi_m$ , con el que tiene una relación inversamente proporcional, disminuye (ya que la variación de la temperatura es apenas perceptible). Por el contrario, al abrir el estator la sección de paso se amplía, reduciendo así la presión a la entrada de la turbina y aumentando el coeficiente  $\pi_m$ .

Así mismo también se pueden diferenciar tres rangos distintos de  $\pi$ . Como se ha comentado arriba, la posición del estator cerrado provoca un aumento de presión considerable, por ello, a medida que aumentamos el caudal, la relación de presiones en esta situación llega a los valores más altos de los tres casos, alcanzando relación de presiones de poco más de  $\pi = 3$ . Sin embargo, la turbina con el estator abierto sólo llega a alcanzar relaciones de presiones de  $\pi = 1,5$ , es decir, la mitad que con el estator cerrado.

Un detalle muy interesante es el que a mismos coeficientes de caudal nos encontramos con que los casos tienen relaciones de presión distintas. Esto ocurre porque al cambiar el estator de posición estamos cambiando la turbina, convirtiéndola en otra distinta con otras características.

A la vista de estos fenómenos, se entiende perfectamente una de los objetivos de la geometría variable. Cuando el motor está trabajando a bajas revoluciones los gases no llevan la suficiente presión para mover la turbina, sin embargo, gracias a la geometría variable, el turbo es capaz de cerrar el estator creando una sobrepresión en el escape que si haría funcionar la turbina (ya que el motor trabaja volumétricamente). Por otro lado cuando los gases de escape tienen más presión de la de diseño el estator se abrirá, dejando pasar los gases sin apenas generar contrapresión, es decir malgasta la energía de los gases a propósito.

Se puede apreciar una pequeña dispersión en los puntos, que aparecerá también en las demás gráficas que se presenten en el trabajo y es debida a varias causas. La primera razón tiene que ver con la precisión de los sensores utilizados, que siempre cometen ciertos errores. La segunda razón es una cuestión de diseño, ya que este tipo de turbinas no están diseñadas para tener una repetitividad excelente como lo están las turbinas de una central de generación, que necesitan trabajar a una potencia constante. Por el contrario, este tipo de máquinas necesitan poder adaptarse a cambios de potencia bruscos, como los que existen en un coche, y por ello los álabes tienen un cierto juego. A esto se le suma el efecto que provoca trabajar en unas condiciones de temperatura distintas. La media de temperaturas cuando el turbocompresor está acoplado en un coche es del orden de 1 000 K, mientras que nosotros estamos trabajando en unas temperaturas del orden de 270 K. Esto es menos de la tercera parte, lo que provoca unas holguras mayores de las normales, ya que la turbina está diseñada teniendo en cuenta las dilataciones provocadas por las altas temperaturas. Si además añadimos que el rodete suele estar a más temperatura que la carcasa y en nuestro caso es al revés, se puede entender que afecte a la repetitividad.

### 5.2.2. Curva $\pi_{turbina} - n$

En esta curva representamos en el eje vertical la relación de presiones de la turbina y en el eje horizontal el régimen de giro de la máquina. Diferenciamos tres curvas distintas, una para cada posición del estator.

- Estator cerrado:

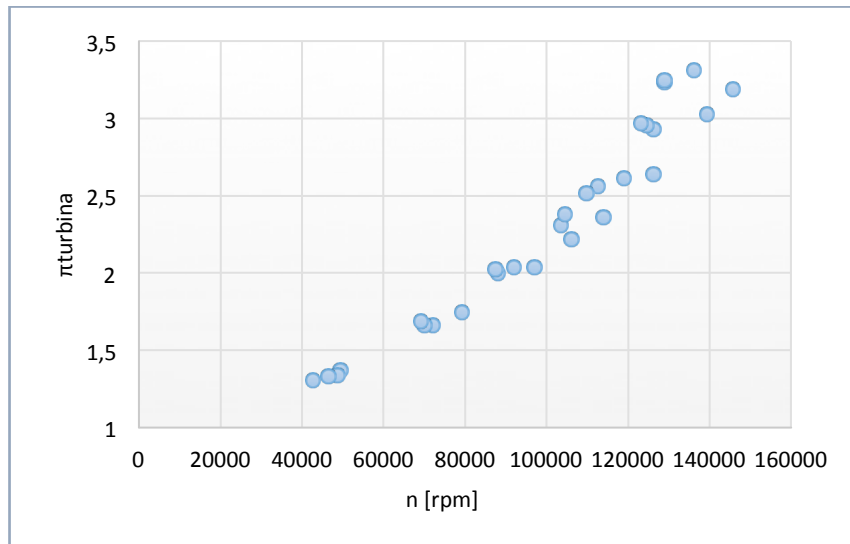


Figura 30. Gráfica  $\pi_{turbina}$  vs  $n$  para estator cerrado

- Estator abierto:

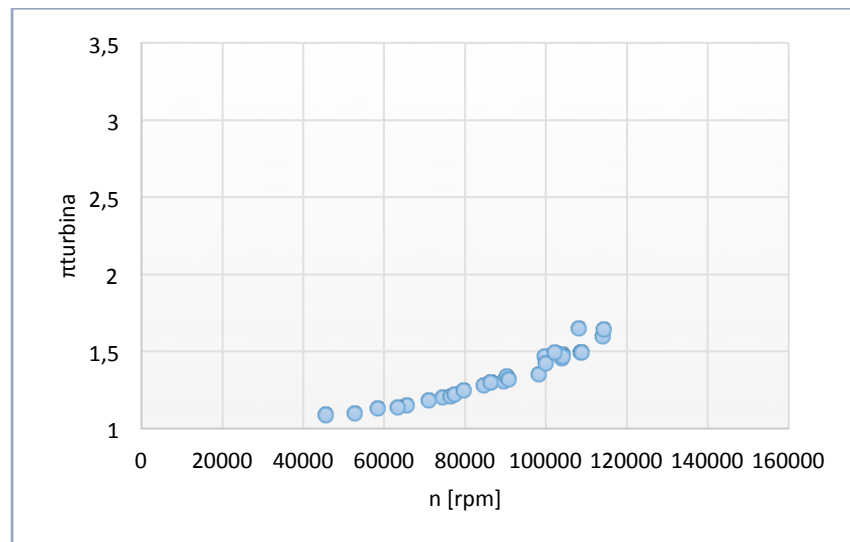
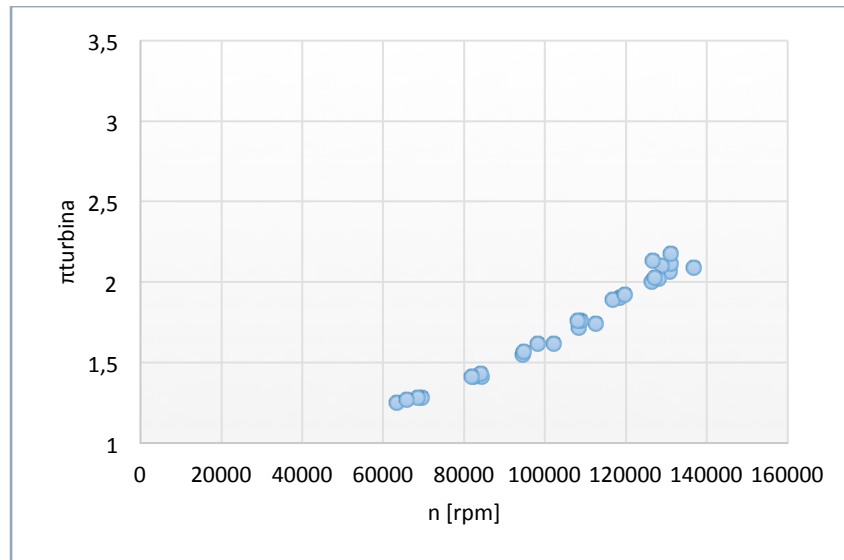


Figura 31. Gráfica  $\pi_{turbina}$  vs  $n$  para el estator abierto

- Estator en posición media:



*Figura 32. Gráfica  $\pi$  turbina vs  $n$  para estator en posición media*

En las tres gráficas, los puntos siguen la tendencia curvilínea que se espera de una turbina, a medida que aumenta el régimen también lo hace la relación de presiones. Otra vez nos encontramos tres rangos distintos de relación de presiones, esto es lógico ya que estas curvas no dejan de ser otra forma de analizar la misma turbina (o las tres turbinas si consideremos una turbina distinta por cada posición del estator).

También es notable la diferencia que existe en el régimen de giro, alcanzando las mayores revoluciones con el estator cerrado como era de esperar. Reduciendo la sección de paso y manteniendo el caudal provocamos, aparte de un aumento en la presión, un aumento de la velocidad en el flujo que, al incidir con mayor fuerza en los álabes, generan un régimen de giro mayor. Por ello, en el primer caso llegamos a un régimen de 140.000 rpm, mientras que en el caso del estator abierto apenas llegamos a 120.000 rpm. Esto no quiere decir que con el estator abierto la turbina no pueda alcanzar mayores regímenes, pero se precisaría un caudal mayor y la instalación no ofrecía más.

Una vez presentadas las curvas de relación de presión frente al coeficiente de caudal y frente al régimen, hay que tener en cuenta un detalle. Como podemos intuir al analizarlas, a medida que aumenta el caudal también lo hace el régimen de vueltas. Del mismo modo, a medida que aumenta el régimen también lo hace el caudal. Para entender esto, a continuación se presenta las curvas características de una turbina centrípeta:

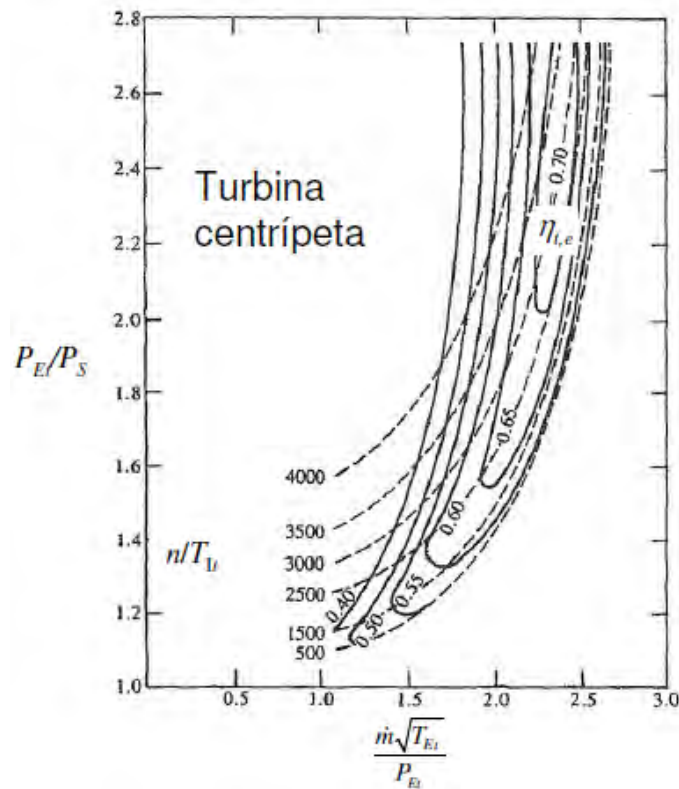


Figura 33. Gráfica curvas características turbina centrípeta

En la Figura 33 se puede observar que existen diferentes curvas que, con un mismo régimen, avanzan junto con el caudal a mayores relaciones de presión. Es decir, la relación de presión depende de dos factores, el caudal y el régimen. También se encuentran representadas las curvas de rendimiento.

Las curvas presentadas en este trabajo se tratan de las curvas de correlación que definen los experimentos realizados en la instalación. Como se mencionó anteriormente, hay que tener en cuenta que, en nuestros ensayos, al aumentar el caudal también aumentamos el régimen, por lo tanto los datos recogidos saltarían de una curva a otra en La Figura 33, haciendo que nuestras curvas atravesasen las de la Figura 33.

Con el fin de comprobar lo recién comentado, vamos a tomar tres puntos con el mismo parámetro de gasto dimensional y ver a qué régimen y a qué relación de presión corresponde:

$$\text{Para: } \pi_m = 0.91 \begin{cases} n = 131000 \text{ rpm, } \pi = 2.11 \\ n = 112000 \text{ rpm, } \pi = 1.74 \\ n = 108000 \text{ rpm, } \pi = 1.72 \end{cases}$$

De esta manera queda demostrado la validez de nuestros datos, ya que para un mismo parámetro  $\pi_m$  nos encontramos tres distintos regímenes que aumentan junto con la relación de presiones, tal y como se puede ver en la Figura 33.

Para poder mantener un régimen constante a diferentes caudales, se precisaría de un freno para la turbina, pero un freno de estas características es muy costoso. A pesar de que el compresor

funcione como un freno a la turbina este no se puede manejar para que mantenga un régimen constante.

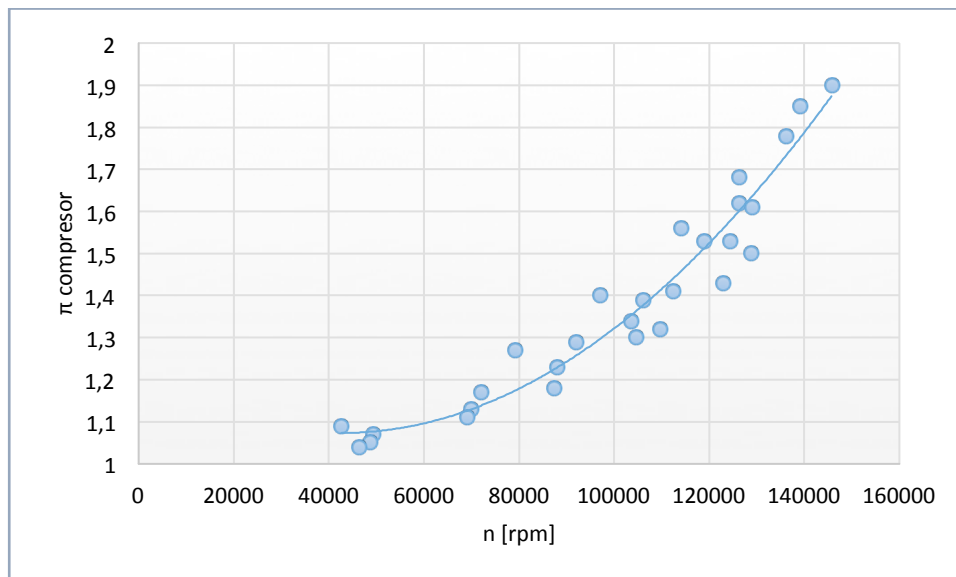
El presente trabajo se cierra con la parte experimental y el análisis de resultados, pero queda abierta la posibilidad, para un futuro, de realizar las curvas características con la base de datos creada en los ensayos.

Para ello el siguiente paso sería realizar un ajuste en los datos para poder unir los puntos del mismo régimen. Mediante la utilización de un software adecuado se puede generar una nube de datos en un sistema de tres ejes, luego, mediante un proceso llamado teselización, se unen todos los puntos creando una superficie y se realizan cortes a régimen de vueltas constante. De esta manera iríamos obteniendo las curvas que, tras una suavización, serían las definitivas.

### 5.2.3. Curva $\pi_{compresor} - n$

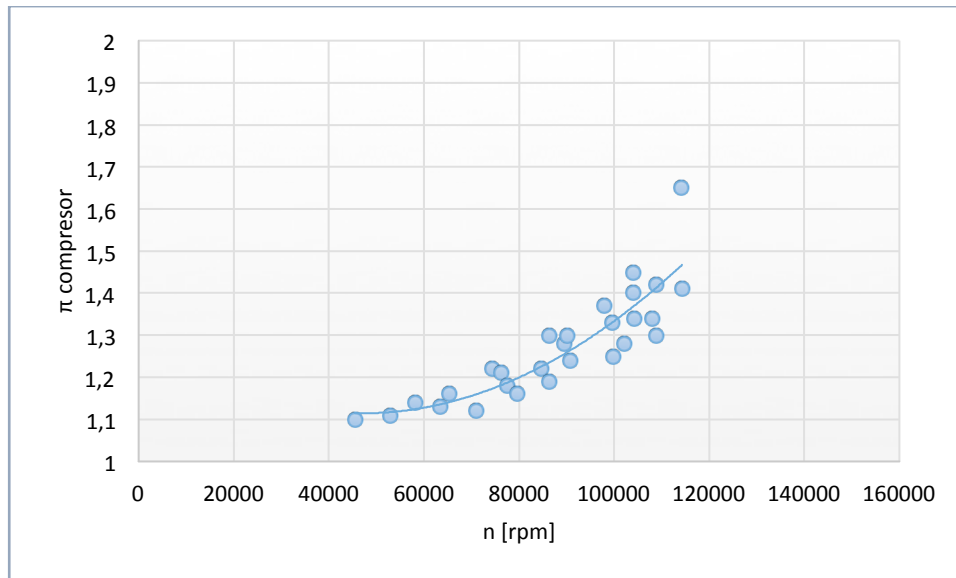
Continuamos mostrando los resultados, en estas curvas representamos en el eje vertical la relación de presiones del compresor y en el eje horizontal el régimen de giro de la máquina. Diferenciamos tres curvas distintas, una para cada posición del estator de la turbina:

- Estator cerrado:



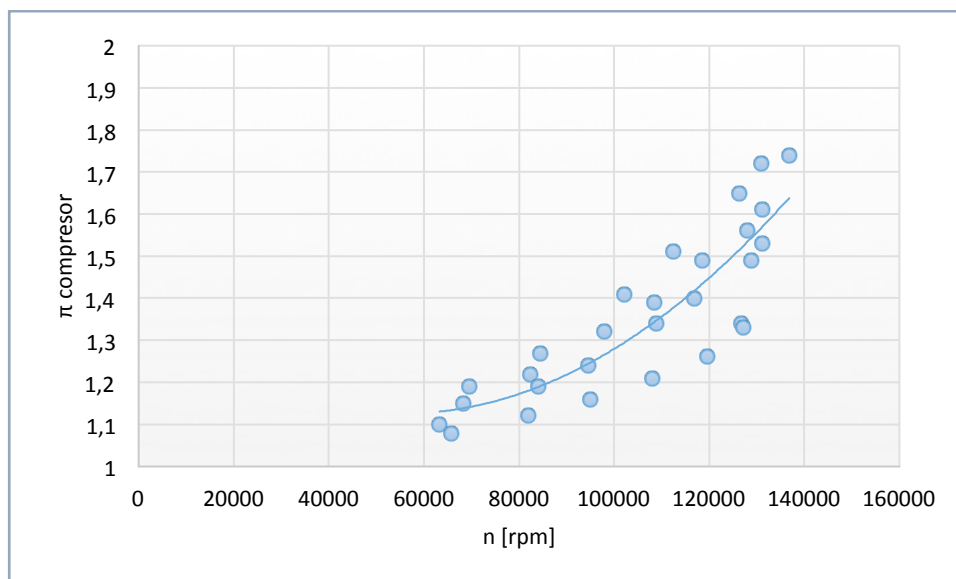
*Figura 34. Gráfica  $\pi_{compresor}$  vs  $n$  para estator cerrado*

- Estator abierto:



*Figura 35. Gráfica  $\pi$  compresor vs  $n$  para estator abierto*

- Estator en posición media:



*Figura 36. Gráfica  $\pi$  compresores vs  $n$  para estator en posición media*

Observando los tres gráficos podemos apreciar la propensión de los puntos a aumentar la relación de compresión a medida que aumenta el régimen de giro. Si nos fijamos en las líneas de tendencia podemos ver que las tres gráficas tienen aproximadamente la misma curva, solo que en el caso del estator cerrado alcanza mayores revoluciones por minuto porque, como explicamos antes, el aire se inyecta en la turbina con mayor velocidad y hace girar más rápido al

compresor. En el caso del estator abierto alcanza menos revoluciones por minuto pero no deja de ser la misma curva porque siempre se trata del mismo compresor.

Si nos fijamos en la relación de compresión, nos damos cuenta de que es un poco baja para un compresor de esta categoría, llegando al máximo de  $\pi = 1,9$  para 140.000 rpm. Esto es debido a que la máquina aún puede girar a más revoluciones y por lo tanto podría llegar a mayores relaciones de compresión. Otro factor muy importante que hay que tener en cuenta es el de la baja temperatura en la turbina. Como comentamos anteriormente, el conjunto turbina-compresor está pensado para un flujo a la entrada de la turbina con una entalpía muy alta (debido a la alta temperatura). Si hacemos funcionar el turbo a una tercera parte de la temperatura de diseño, la turbina estará entregando menos potencia que para lo que está pensada, y por ello el compresor no alcanza  $\pi$  suficientes.

$$W_{i,turbina} = \dot{m} \cdot c_{ps} \cdot T_{1t} \left( 1 - \pi_c^{(\gamma-1)/\gamma} \right)$$

Como vemos en la expresión anterior, al bajar  $T_{1t}$  también disminuye  $W_{i,turbina}$ . Es verdad que a baja temperatura, el caudal  $\dot{m}$  aumenta debido al efecto de la densidad, pero este efecto no es tan representativo como el de la temperatura.

#### 5.2.4. Curvas $\eta_{turbina}$

A continuación presentaremos las curvas de  $\eta_{turbina} - \pi_m$  y de  $\eta_{turbina} - n$  para las tres posiciones de la turbina.

- Estator cerrado

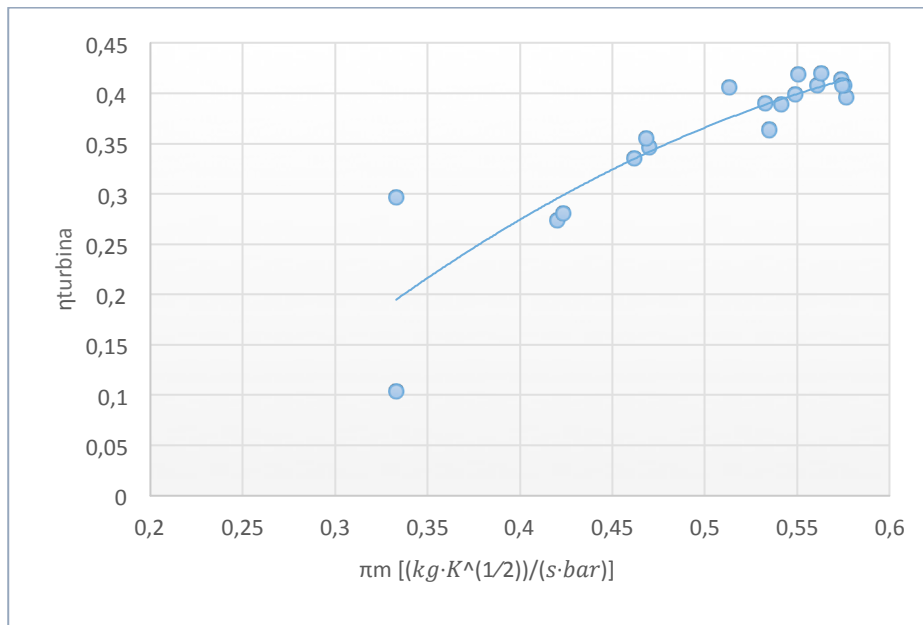


Figura 37. Gráfica  $\eta_{turbina}$  vs  $\pi_m$  para estator cerrado

## Turbocompresor en banco de ensayos. Características operativas.

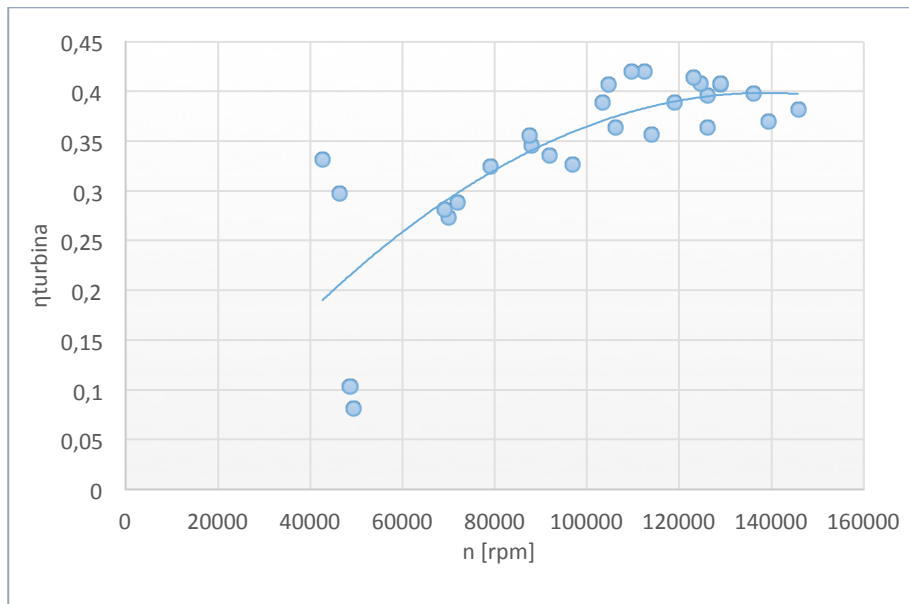


Figura 38. Gráfica  $\eta_{turbina}$  vs  $n$  para estator cerrado

- Estator abierto

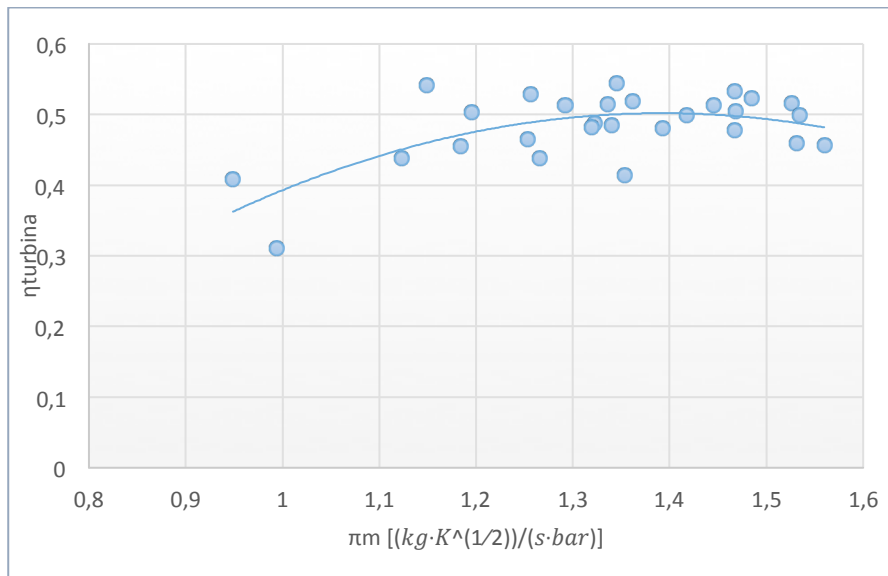


Figura 39. Gráfica  $\eta_{turbina}$  vs  $\pi_m$  para estator abierto



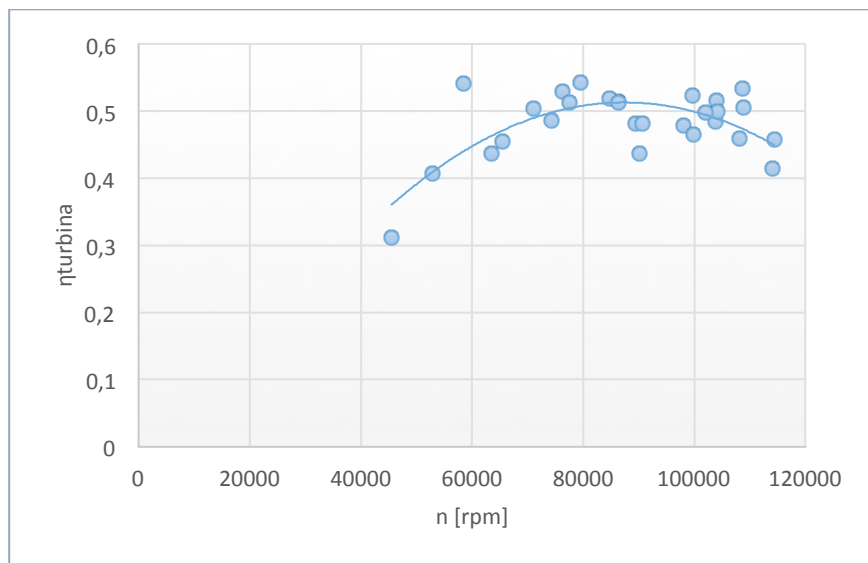


Figura 40. Gráfica  $\eta_{turbina}$  vs  $n$  para estator abierto

- Estator en la posición media

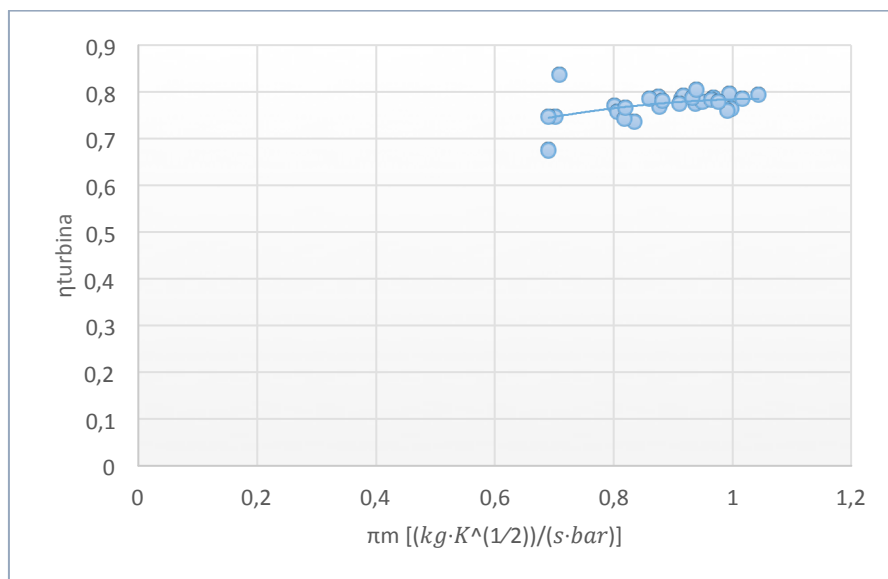
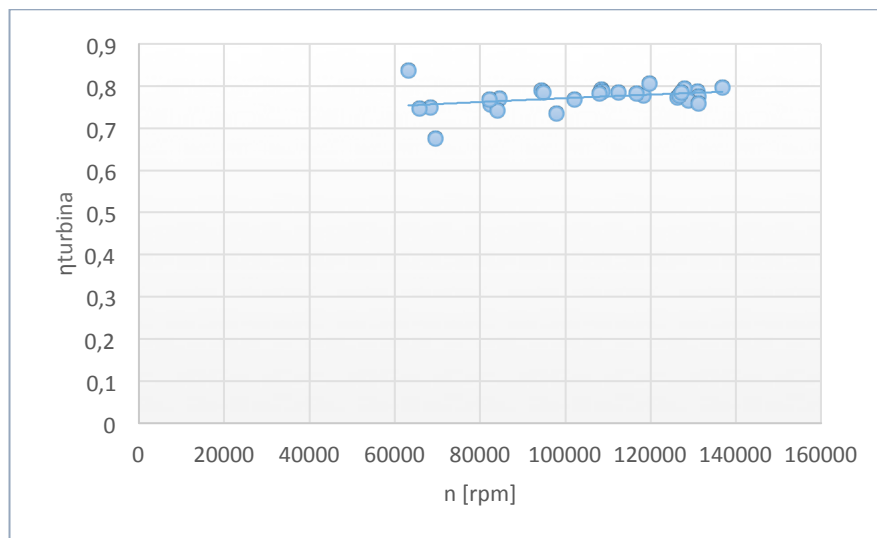


Figura 41. Gráfica  $\eta_{turbina}$  vs  $\pi_m$  para estator en posición media



*Figura 42. Gráfica  $\eta_{turbina}$  vs  $n$  para estator en posición media*

Una vez obtenidas las curvas respectivas al rendimiento en la turbina, podemos extraer varias conclusiones.

- Los rendimientos más altos se alcanzan con el estator en la posición media, manteniéndose constante entre 0,7 y 0,8.
- Los rendimientos medios se consiguen con la turbina con el estator abierto, alcanzando rendimientos de hasta 0,55.
- Los peores rendimientos se obtienen con el estator cerrado, llegando a un máximo de 0,43.

Por un lado tenemos que tener en cuenta que las turbinas centrípetas alcanzan el máximo rendimiento para una velocidad y un diámetro específicos, y estos son fuertemente influenciados por la posición del estator.

Por otro lado, lo que ocurre es que estas turbinas tienen el máximo rendimiento cuando la velocidad entra en la dirección del álabe (radial), es decir, la velocidad relativa al rotor ha de ser radial y esto ocurre para una posición específica del estator. Si los cerramos, el flujo entraría en una dirección que no es la ideal, en consecuencia el rendimiento baja, sin embargo lo que se consigue es aumentar el trabajo. Es por esto que con el estator cerrado obtenemos mayores saltos de presión pero menos rendimiento. La mejor posición a la vista de los resultados y, como era de esperar, es el estator en la posición neutra. De esta manera se alinean perfectamente el rotor y el estator con la corriente, entrando con incidencia nula para luego ser deflectada por la geometría de los álabes.

Otro detalle que podemos apreciar es que los rendimientos en los casos de estator abierto y en posición media se mantienen más o menos constantes a lo largo del experimento, sin embargo, en el caso del estator cerrado vemos como hay una clara tendencia del rendimiento a aumentar a medida que aumenta el régimen de giro. Esto no deja de ser un reflejo de lo anteriormente explicado:

Al tener el estator cerrado se genera una velocidad tangencial muy alta, teniendo en cuenta que

$$velocidad\ relativa = velocidad\ absoluta - velocidad\ de\ arrastre$$

Al girar el turbo más rápido con el estator cerrado, la velocidad de arrastre aumenta, disminuyendo así la velocidad relativa haciendo que el flujo entre en una dirección más radial, aumentando en cierta medida el rendimiento.

#### 5.2.5. Curvas $\eta_{compresor}$

En las siguientes curvas representamos en el eje vertical el rendimiento del compresor y en el eje horizontal el régimen de vueltas.

- Estator turbina cerrado

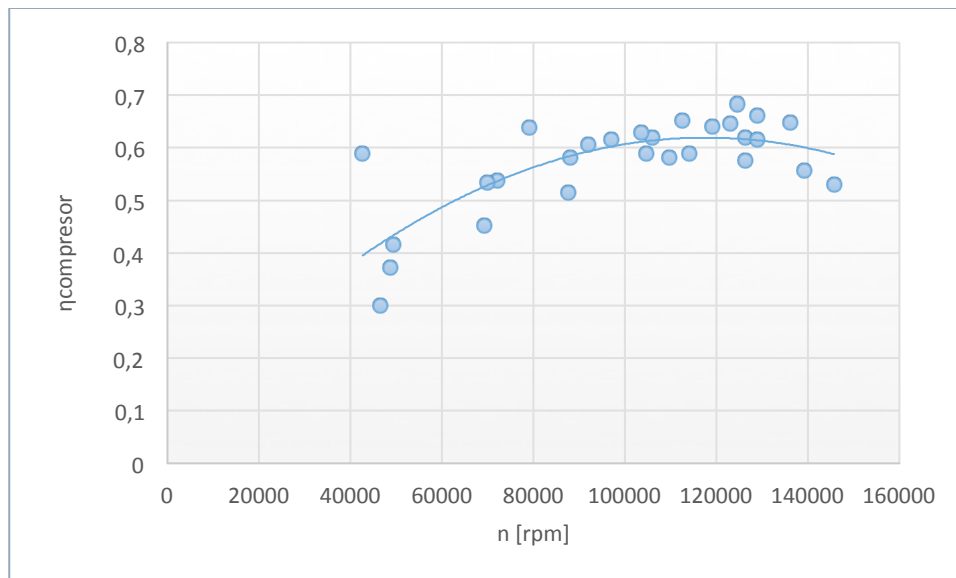


Figura 43. Gráfica  $\eta_{compresor}$  vs  $n$  para estator cerrado

- Estator turbina abierto

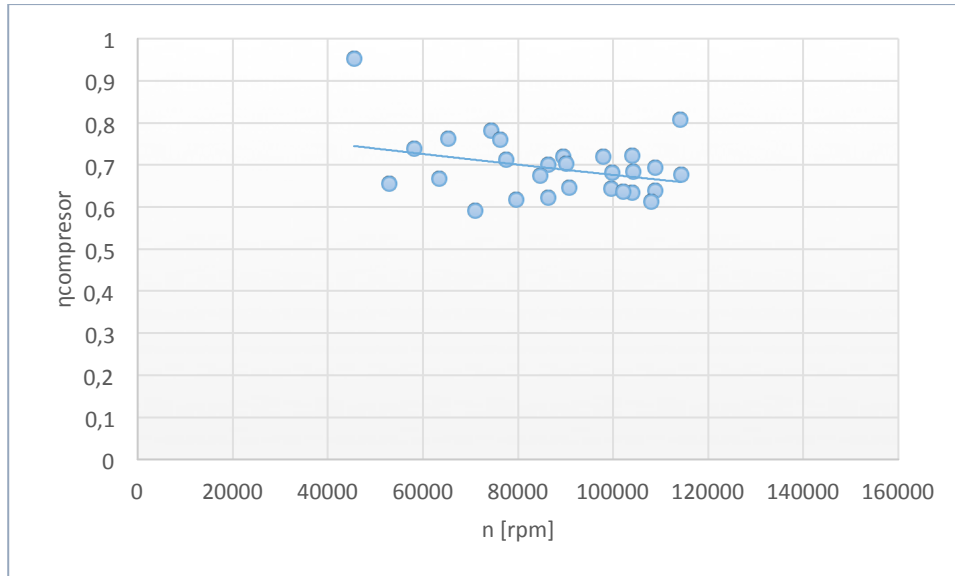


Figura 44. Gráfica  $\eta_{compresor}$  vs  $n$  para estator abierto

- Estator turbina en posición media.

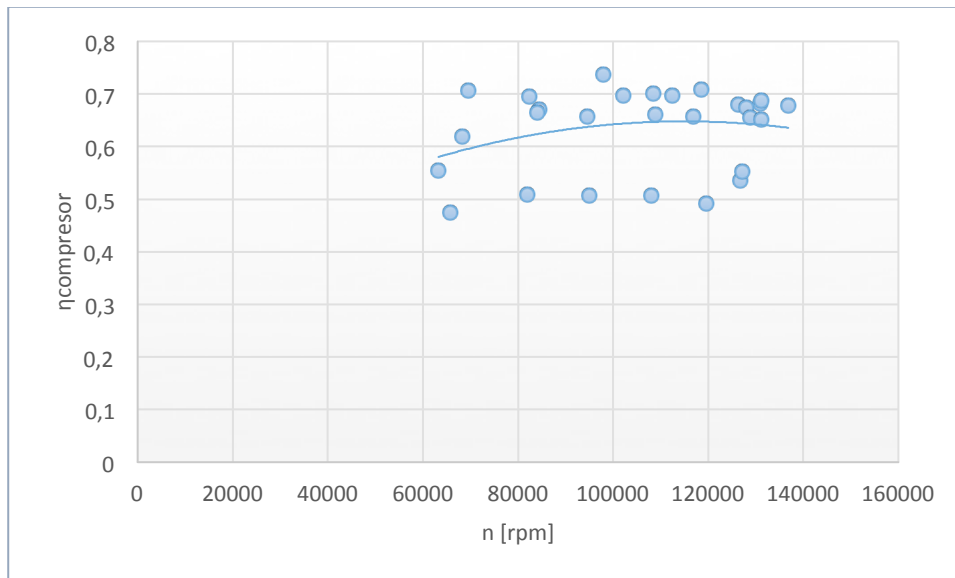


Figura 45. Gráfica  $\eta_{compresor}$  vs  $n$  para estator en posición media

A la vista de estas gráficas podemos decir que el rendimiento del compresor se mantiene bastante constante, alrededor de 0,7 en los tres casos, exceptuando algunos datos dispersos; esto es porque, al fin y al cabo, se trata del mismo compresor en los tres casos y no depende de la posición de la turbina.

Podemos ver que en el caso de la turbina cerrada a bajas revoluciones el rendimiento en el compresor es bajo y rápidamente aumenta con el régimen; esto es debido a que la turbina, con esa posición del estator a esas bajas revoluciones, el poco trabajo que obtiene lo gasta en mover el compresor, pero aun así éste no consigue grandes sobrepresiones. Es cuando la turbina comienza a girar más rápido cuando el compresor comienza a funcionar en un punto más óptimo y ya aumenta el rendimiento. En los otros casos, los primeros datos obtenidos son cuando ya la turbina estaba girando más rápido y por ello los rendimientos se ven más constantes en las gráficas.

## 6. PRESUPUESTO

---

En este apartado se presentará de una manera detallada el presupuesto invertido en la realización del presente trabajo. Teniendo no sólo en cuenta los materiales necesarios para la instalación, sino también las labores de todas las personas involucradas.

El precio por hora de ingeniero junior es una estimación de lo que costaría emplear a un ingeniero de esta categoría en un proyecto durante el tiempo que éste duró. Incluye el sueldo, el transporte, costes de electricidad, comidas y el alquiler del local de trabajo.

El coste de amortización de la instalación se calculó teniendo en cuenta el coste total de la misma, que tiene una vida útil de 5 años y que durante la realización del trabajo se usó 1 mes.

El coste de amortización del ordenador se calculó asumiendo que un ordenador cuesta 800€, tiene una vida útil de 5 años y se usó durante 3 meses.

Dentro del concepto “otros” van incluidos el precio de otros materiales usados, como el cable para las conexiones, el aceite de lubricación, los tapones de oído, el papel de limpieza y el jabón usado en el laboratorio.

<i>Tipo de coste</i>	<i>Concepto</i>	<i>Horas</i>	<i>€/h</i>	<i>TOTAL (€)</i>
<b>Personal</b>	Ingeniero Junior	250	25	6250
	Ingeniero catedrático	50	50	2500
	Ingeniero semi-senior	50	35	1750
	Técnicos de laboratorio	50	15	750
	<b>TOTAL (€)</b>			
<b>Material</b>	Turbocompresor			899
	Sensores de presión			788
	Sensores de temperatura			350
	Caudalímetro			250
	Sensor de régimen			300
	Bomba de aceite			75
	Estructura instalación			50
	Amortización instalación			45,2
	Amortización ordenador			40
	Otros			50
	<b>TOTAL</b>			<b>14.097,2 €</b>

*Tabla 2. Presupuesto*

## 7. FUTURAS APLICACIONES

---

La instalación creada y utilizada en este proyecto quedará ubicada y operativa en el laboratorio de termodinámica. El principal uso que tendrá en los próximos años será en la utilización para prácticas de alumnos. En ellas los alumnos podrán ver más de cerca una turbomáquina actual, podrán entender su funcionamiento de una manera mucho más experimental y tendrán la oportunidad de estudiar y analizar sus características operativas. De esta manera, la instalación tendría un uso continuado durante ciertas temporadas del año.

No sólo eso, sino que otros muchos alumnos podrán realizar su trabajo de fin de grado en relación a la instalación. Cualquier alumno interesado en la turbomaquinaria o en la automoción puede proponer un trabajo en relación a la instalación. Un ejemplo de trabajo que podría hacerse y que ha pensado el profesor Antonio Lecuona sería la creación de una tobera pequeña hecha con impresora 3D para acoplarse a la entrada del compresor y poder medir el caudal que fluye por este. De esta manera se podría mejorar la instalación teniendo así más variables para medir y poder analizar mejor el compresor.

El turbocompresor también podría ser utilizado como objeto de estudio en alguna investigación del departamento de termodinámica y fluidos.

## 8. CONCLUSIONES

---

Durante la realización de este proyecto se ha instalado un banco de ensayos operativo con el objetivo de poder estudiar un turbocompresor de geometría variable. Para ello se ha necesitado el esfuerzo y la compenetración del Prof. Antonio Lecuona, Alberto Ibañez, los técnicos de laboratorio, el alumno Rubén Sevilleja y el autor del presente trabajo. Mediante la compra adecuada de los diversos componentes y la elección de los sensores oportunos, se ha podido instrumentar la instalación para su correcto funcionamiento y para poder medir en todo momento presión, temperatura, régimen y caudal.

Mediante la toma de datos experimentales, el alumno ha sido capaz de realizar un análisis del conjunto turbocompresor que ha mostrado a través de ciertas gráficas características. Mediante ellas se logra explicar los distintos puntos de funcionamiento del turbo, así como las diferencias que existen entre las distintas posiciones del estator de la turbina.

A la vista de los resultados, podemos decir que el estator cerrado consigue mayores relaciones de presión a cambio de rendimientos muy bajos. También, que la mejor posición para el estator es la media, ya que es la que mayores rendimientos consigue, debido a que es la posición óptima desde el punto de vista aerodinámico. La posición más abierta consigue rendimientos un poco más bajos que la posición media y unas relaciones de presión no muy altas. De esta manera, entendemos los rangos de funcionamiento de un turbo de geometría variable.

- A bajas vueltas se precisa del estator cerrado, para crear más sobrepresión y poder funcionar correctamente
- A medida que se progresa hacia un régimen más alto, se encuentra en el punto óptimo de trabajo ya que esta será la posición más normal.
- Por último tenemos la posición más abierta, cuya principal función es la de “malgastar” los gases, es decir, funciona como una válvula de descarga cuando los gases llevan demasiada presión.

El trabajo se cierra con la parte experimental, de tal forma que el alumno ha conseguido crear una base de datos y ha comprobado la coherencia de los datos tomados. Existe la posibilidad de utilizar esta base de datos para la realización de un trabajo de fin de grado en el futuro, en el que el objetivo principal sea manejar dichos datos con un software adecuado para la construcción de las curvas características.

Una vez finalizado el presente Trabajo de Fin de Grado, se puede decir que se ha alcanzado satisfactoriamente el objetivo principal, esto es, el análisis termodinámico de un turbocompresor de geometría variable.



## 9. BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] A. Lecuona Neumann; J. I. Nogueira Goriba, *Turbomáquinas*, 1ª ed. Barcelona: Ariel, 2000.
- [2] F. González. Apuntes de turbomáquinas. Buenos Aires: Universidad de Buenos Aires, 2011 [En línea]. Disponible en: <http://materias.fi.uba.ar/6720/unidad1.PDF> [consulta: 2015]
- [3] F. R. Gordillo Calva; A. S. Sánchez Mocha. Diseño y construcción de un banco didáctico de un motor repotenciado con turbo e inyección de gasolina. Trabajo de graduación. Cuenca: Universidad del Azuay, 2013 [en línea]. Disponible en: <http://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/3615/1/10297.pdf> [consulta: 2015]
- [4] Hatzive. “Sobrealimentación de motores: conceptos y tipos”, *motorpasion.com*, 25/05/2013 [en línea]. Disponible en: <http://www.motorpasion.com/tecnologia/sobrealimentacion-de-motores-concepto-y-tipos> [consulta: 2015]
- [5] “Sistemas de sobrealimentación”, en Manuales autodidácticos. Huesca: IES Sierra de Guara [en línea]. Disponible en: [http://www.iessierradeguara.com/documentos/departamentos/automocion/circuitos\\_auxiliares/Manuales\\_autodidacticos/Sistemas\\_de\\_sobrealimentacion\\_libro\\_de\\_clase.pdf](http://www.iessierradeguara.com/documentos/departamentos/automocion/circuitos_auxiliares/Manuales_autodidacticos/Sistemas_de_sobrealimentacion_libro_de_clase.pdf)
- [6] C. Roll, *ONE HUNDRED AND FIFTY YEARS OF AMERICAN DEVELOPMENT Vol. 3*. The Lewis publishing Company, 1931
- [7] G. Wilhelm Daimler, “Máquina motriz a gas o bien a petróleo”, Alemania Patente DRP 34926, 1885.
- [8] G. N. Gerogano, *The new encyclopedia of motorcars 1885 to the present*, 3ª ed. New York: Dutton, 1982
- [9] “Supercharger”, *Wikipedia*, 22/9/2015 [en línea]. Disponible en: <https://en.wikipedia.org/wiki/Supercharger>
- [10] “Sobrealimentación”, *Wikipedia*, 16/05/2015 [en línea]. Disponible en: <https://es.wikipedia.org/wiki/Sobrealimentaci%C3%B3n>
- [11] R. Fidalgo. “Turbo: ¿qué es exactamente y cómo funciona?”, *autocasion.com*, 5/08/2014 [en línea]. Disponible en: <http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/160475/que-es-y-como-funciona-el-turbo-y-los-sistemas-de-sobrealimentacion/>
- [13] E. Antuñano García. Modelización termodinámica de un motor turboalimentado y propulsado por bioetanol. Proyecto de fin de carrera. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, 2009 [en línea]. Disponible en: [http://earchivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7819/PFC\\_Eleder\\_Antunano\\_Garcia.pdf?sequence=1](http://earchivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7819/PFC_Eleder_Antunano_Garcia.pdf?sequence=1)
- [14] Turbodina web. La historia del VNT- La tecnología avanzada, Feb 2015 [en línea]. Disponible en: <http://www.turbodina.com.ar/inf6.php> [Consulta: Mayo 2015]

- [15] Honeywell International Inc., Garrett web. Identificación del turbo, disponible en: <https://garrett.honeywell.com/es/products/turbo-identification/>
- [16] Honeywell International Inc., Garrett web: <https://garrett.honeywell.com/product-search/?view=detail&id=2054>
- [17] ESI Technology Ltd web. ESI GS4200 datasheet [en línea]. Disponible en: [http://www.esi-tec.com/datasheets/ESI\\_GS4200.pdf](http://www.esi-tec.com/datasheets/ESI_GS4200.pdf) [Consulta: 2015]
- [18] R. Sevilleja Villamarín. Instrumentación de un banco de ensayos para un turbocompresor. Trabajo de Fin de Grado. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, 2015.
- [19] Omega Engineering web. Data logger portátil para termopar o RTD con 4 entradas con interfaz USB [en línea]. Disponible en: <https://es.omega.com/pptst/HH1384.html> [Consulta: 2015]
- [20] JAQUET Technology Group AG web. JAQUET TurboTach System – from the leading supplier of turbocharger speed sensors [en línea]. Disponible en: [http://www.jaquet.com/site/assets/files/1201/flyer\\_turbotach\\_a4\\_en.pdf](http://www.jaquet.com/site/assets/files/1201/flyer_turbotach_a4_en.pdf) [Consulta: 2015]
- [21] “Separador ciclónico”, *Wikipedia*, 11/06/2015 [en línea]. Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Separador\\_cicl%C3%B3nico](https://es.wikipedia.org/wiki/Separador_cicl%C3%B3nico)
- [22] V. Yepes Piqueras. “Compresores de lóbulos o tipo Roots”, Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 03/03/2014 [en línea]. Disponible en: <http://procedimientosconstruccion.blogs.upv.es/2014/03/03/compresores-de-lobulos-o-tipo-roots/>
- [23] Dani meganeboy. “Motores sobrealimentados”, *aficionadosalamecanica.net*, 2014 [en línea]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm> [Consulta 2015]
- [24] J. Ortega. “Mecánica: Como funciona un turbocompresor”, *mishumildesobrasdearte.blogspot.com* [en línea]. Disponible en: <http://mishumildesobrasdearte.blogspot.com.es/2012/06/mecanica-como-funciona-un.html> [Consulta: 2015]
- [25] Dani meganeboy. “Motores sobrealimentados: turbos de geometría variable (VTG)”, *aficionadosalamecanica.net*, 2014 [en línea]. Disponible en: [http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo\\_vtg.htm](http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo_vtg.htm) [Consulta 2015]
- [26] F. González. Apuntes de instrumentación y control de plantas químicas. Buenos Aires: Universidad de Buenos Aires, 2009 [En línea]. Disponible en: <http://materias.fi.uba.ar/7609/material/S0304MedicionPresion1.pdf> [consulta: 2015]